昭和47年10月19日第4種学術刊行物許可　2019年1月15日発行（奇数月）　ISSN 1346−7719　フルードパワーシステム

日本フルードパワーシステム学会誌

JOURNAL OF THE JAPAN
FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

フルードパワーシステム

Jan.2019 Vol.50 No.1

特集「油圧ポンプの関連技術動向」

JFPS 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会　http://www.jfps.jp

ISSN 1346-7719
第50巻　第1号　2019年1月

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目　次

【挨拶】
年頭のご挨拶　眞田　一志　4
年頭にあたって　嶋村　英彦　5

特集「油圧ポンプの関連技術動向」

【巻頭言】
「油圧ポンプの関連技術動向」発行にあたって　丸田　和弘　6

【総論】
油圧ポンプ素描　風間　俊治　7

【解説】
油圧ポンプの根幹技術：非エロージョンノッチの開発　小曽戸　博，細井　耕平，真下　和昌　13
小型アキシアルピストンポンプの球面弁板の特長と活用事例　樋口　雄一，辻井　喜勝　18
自動車に用いられるベーンポンプの特徴と開発　野田　智巳　21
外接ギヤポンプの仕組みと低騒音技術の変遷　村田　一真　24
油圧ポンプの開発におけるCAEの適用事例　藤井　智幸　27
高剛性作動油の特徴と効果　永井　利幸　30
建設機械用油圧ポンプの搭載関連技術　宇佐美秀明　34

【会議報告】
日本機械学会2018年度年次大会におけるフルードパワー技術研究　脇元　修一　38
FPMC（BATH/ASME）2018におけるフルードパワー関連技術の研究動向　加藤　友規　40

【トピックス】
学生さんへ，先輩が語る―大学研究者の仕事―　宮嵜　哲郎　42
Youは日本をどう思う？第7回：モンゴルから日本に留学して　バドバヤル　ウランウルジ　45

【研究室紹介】
神奈川大学工学部　機械工学科　中尾研究室　中尾　陽一　47

【会告】

日本フルードパワーシステム学会論文集49巻（2018）抄録	51
平成30年度ウインターセミナー「フルードパワーシステムと1DCAE」	56
日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会　共催	
2019年春季フルードパワーシステム講演会	56
2019年春季フルードパワーシステム講演会　併設セミナー	
「ロボットに役立つフルードパワーの要素技術」	56
2019年春季フルードパワーシステム講演会併設企画「製品・技術紹介セッション」	56
日本フルードパワーシステム学会論文集　49巻（2018）3号　発行のお知らせ	57
共催・協賛行事のお知らせ	58
その他	50，57，59，60

■表紙デザイン：山本　博勝　㈱豊島

一般社団法人　日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3―5―22 機械振興会館別館102

TEL：03―3433―8441　FAX：03―3433―8442

E-Mail：info@jfps.jp

FLUID POWER SYSTEM

ISSN 1346-7719
Vol. 50, No. 1 January 2019

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Contents

【Greeting Message】
New Year Greeting from the President — Kazushi SANADA — 4
New Year's Greetings — Hidehiko SHIMAMURA — 5

Special Issue "Technology Trends Related to Hydraulic Pump"

【Preface】
On the Special Issue "Technology Trends Related to Hydraulic Pump" — Kazuhiro MARUTA — 6

【Survey】
Survey of Hydraulic Pump — Toshiharu KAZAMA — 7

【Review】
Key Technology of Hydraulic Pump : Development of non-erosion notch — Hiroshi KOSODO, Kouhei HOSOI, Kazumasa MASHIMO — 13
Features of the Spherical Valve Plate and Application Examples of a Small Axial Piston Pump — Yuichi HIGUCHI, Yoshikatsu TSUJII — 18
Characteristics and Development of Vane Pumps for Vehicles — Tomomi NODA — 21
The Mechanism of the External Gear Pump and the Transition of Low Noise Technology — Kazuma MURATA — 24
Example of CAE in Development of Hydraulic Pump — Tomoyuki FUJII — 27
Characteristics and Effect of High Bulk Modulus Oil — Toshiyuki NAGAI — 30
Installation Technology of Hydraulic Pump for a Construction Machine — Hideaki USAMI — 34

【Conference Report】
Conference Report - Fluidic Power Researches in JSME Mechanical Engineering Congress 2018 — Shuichi WAKIMOTO — 38
Report of FPMC (Bath/ASME) 2018 — Tomonori KATO — 40

【Topics】
Senior talks to students —Work of university researchers— — Tetsuro MIYAZAKI — 42
What do you think of Japan? 7th : Coming to Japan from Mongolia — Batbayar URANULZII — 45

【Laboratory Tour】
Nakao Laboratory, Mechanical Engineering, Kanagawa University — Yohichi NAKAO — 47

【JFPS News】
50, 51, 56, 57, 58, 59, 60

The Japan Fluid Power System Society
c/o Kikaishinko Building
3-5-22 Shiba-koen, Minato-ku, Tokyo, 105-0011, Japan

挨拶

年頭のご挨拶

著者紹介

眞田一志（さなだかずし）

横浜国立大学大学院工学研究院
〒240-8501 横浜市保土ケ谷区常盤台79－5
E-mail：sanada-kazushi-sn@ynu.ac.jp

1986年3月東京工業大学大学院理工学研究科修士課程制御工学専攻修了．1986年4月東京工業大学助手，1998年横浜国立大学工学部生産工学科助教授，2001年横浜国立大学大学院助教授，2004年横浜国立大学大学院教授，現在に至る．2018年5月より，日本フルードパワーシステム学会会長．

新年あけましておめでとうございます．会員の皆様にとって本年も良い年となりますよう，祈念申し上げます．

昨年は，平昌オリンピック・パラリンピックで多くの日本選手が大活躍し，全米オープン女子シングルスで大坂なおみ選手が優勝するなど，明るいニュースがありました．とりわけ，本庶佑氏が，がんの免疫療法という新しい治療法に関する基礎研究でノーベル医学・生理学賞を受賞されたことは大変印象的でした．受賞後，基礎研究の重要さがあらためて強調され，基礎研究に対するさまざまな支援の必要性が認識されました．１年の始まりである正月は，心新たに，さまざまな思いをめぐらす良い機会だと思います．新年を迎えるにあたり，今年一年の私の願いを述べてみたいと思います．

2020年はオリンピックイヤーですが，当学会が創立50周年を迎える年でもあります．昨年，準備委員会を設置し，記念事業として，記念式典や記念出版などの準備を始めました．今年は，記念事業の準備作業が佳境を迎えることになります．学会創立50周年を記念したこれらの事業は，会員の皆様のご理解とご協力が無くてはなしえない事業です．皆様の，絶大なるご支援を心よりお願い申し上げます．

また，2020年10月には，第11回国際シンポジウムが函館で開催される予定です．本年は，実行委員会を中心に開催準備を精力的に進めてまいります．

2019年４月には，8th International Conference on Fluid Power and Mechatronics（FPM 2019）が中国の武漢で開催され，The 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power（SICFP19）が５月にフィンランドのタンペレ大学主催で開催されます．10月には，ASME/Bathの国際会議が，米国フロリダで開催される予定です．今年も，これらの機会を通じて，国際交流を進めてまいります．

研究成果が海外の研究者の目に触れるようになるためには，英語で発表することが望まれます．当学会では，論文集をWEB上のJ-Stageで発行するようになりました（http://www.jfps.jp/04_01.html）．会員の皆様にはこの機会を大いに活用され，本分野の研究成果が世界からアクセスされ，当学会の研究活動がますます活発になることを期待しております．

学会の基盤強化は，重要な課題となっており，継続的な取り組みを行ってまいります．フルードパワー道場や各種セミナー，特別研修会などの事業を，若手研究者，技術者の皆様にとって有益な情報と交流の場として利用していただく機会となるよう，努めてまいります．産学連携については，フルードパワー工業会と連携して，さまざまな活動を進めます．

昨年の秋季講演会は京都で開催され，非常に多くの会員の皆様にご参加くださり，お陰様で，顕著な成果を得ることができました．ご尽力いただいた実行委員の皆様に御礼申し上げます．講演会やセミナーは，研究者，技術者にとって貴重な成果発表，情報発信の場です．ますます多くの研究成果が発表されるよう，会員の皆様のご協力をお願い申し上げます．

「一年の計は元旦にあり」とのことわざにあるように，今年一年，基礎に立ち戻り，自身を振り返りつつ，会員の皆様のご指導とご協力をいただきながら，当学会の運営に微力ながら務める所存です．会員の皆様のますますのご理解とご支援を賜りますよう，心よりお願い申しあげまして，新年のご挨拶に代えさせていただきます．

（原稿受付：2018年10月26日）

挨拶

年頭にあたって

著者紹介

嶋村英彦（しまむらひでひこ）

川崎重工業株式会社精密機械・ロボットカンパニー
精密機械ビジネスセンター
〒651-2239 神戸市西区櫨谷町松本234
E-mail：shimamura_h@khi.co.jp

川崎重工業株式会社執行役員，精密機械ビジネスセンターセンター長．

1. はじめに

新年，あけましておめでとうございます．年頭にあたり，副会長としてご挨拶を申し上げます．

法政大学の田中豊先生と私とで副会長を務めさせていただいていますが，田中先生から「任期が２年あるので，新年の挨拶は，今年・来年と交代で書きましょう」とご提案をいただいたので，今年の挨拶は私単独でさせていただきます．

2. 学会の活動について

私は1983年に川崎重工業に入社して以来，油圧機器の事業部門で35年間働いてきましたが，事務系でもあり，当学会とのお付き合いはほとんどありませんでした．昨年から副会長として，理事会や委員長会議に参加させていただくなかで，多くの先生方が熱意をもって，フルードパワーの研究に取り組まれ，同時に研究活動を支援するために学会活動に取り組まれていることを知ることができました．

本年の学会の活動計画については，眞田会長のご挨拶にて紹介されておりますように，ウインターセミナーの開催に始まり，春季・秋季講演会・研修会，教育講座など，多くの事業を予定しております．また，若手研究者の中国への派遣や国際会議への参加など，国際交流をさらに深めていくことが計画されています．

3. 基盤強化について

当学会の会員数は2000年以降徐々に下降傾向が続いております．日本の人口の減少・少子高齢化も要因の一つであると思われますが，それだけではなく，フルードパワーの魅力が十分に理解されていないということも要因ではないかと思います．学生の皆さん，企業の若手技術者の皆さんにフルードパワーの面白さを，そして，これからも進化をつづけていく分野であることを伝えられるように，さまざまな活動を続けて参ります．

4. 学会設立50周年記念事業

1970年３月13日に日本油空圧協会が発足し，2020年には創立50周年を迎えることから，同年５月の春季講演会にあわせて記念式典を開催いたします．

また，50周年記念事業として，50周年記念誌の発行，書籍の出版，アーカイブの整備などを計画しております．同年10月に函館で開催する第11回国際シンポジウムとあわせて，フルードパワー分野の研究が一層活発になる契機となることを期待しております．

これら記念事業を進めていくためには，会員の皆様のご支援・ご協力が欠かせません．すでに「創立50周年記念事業趣意書」がお手元に届いていると思いますので，ご理解とご協力のほど，よろしくお願い申し上げます．

5. おわりに

以上，ご説明申し上げましたように，本年も，会員の皆様のご協力をいただきながら，さまざまな事業を進めて参ります．私も一企業人として，皆様のお役に立てるよう務めて参ります．2019年が会員の皆様にとって良い年となりますことを祈念し新年のご挨拶といたします．

（原稿受付：2018年11月20日）

巻頭言

「油圧ポンプの関連技術動向」発行にあたって

著者紹介

丸田和弘（まるた かずひろ）

㈱小松製作所開発本部　油機開発センタ
〒323-8558 栃木県小山市横倉新田400
E-mail : kazuhiro_maruta@global.komatsu

1987年埼玉大学大学院機械工学科修士課程修了．同年㈱小松製作所入社，油機開発センタ所長，建機用ポンプ・モータ・バルブ等の開発に従事現在に至る

油圧ポンプは過酷な環境で使用される建設・産業・農業・航空機分野などの油圧システムの油圧源として多く使用され，パワーデンシティ向上（昇圧化・コンパクト化），全効率向上，騒音・脈動低減，信頼性向上などの技術の進化を重ねてきている．本特集号では，油圧ポンプの概要および，最近の研究開発事例や今後の技術動向について解説する．また，油圧ポンプの関連技術として，CAE（Computer Aided Engineering）の活用事例，圧力伝達媒体として高性能作動油の紹介や油圧ポンプの建設機械への搭載技術について紹介する．

はじめに，「油圧ポンプの素描」として，風間俊治氏に油圧ポンプの歴史を振り返っていただき，油圧ポンプの種類やポンプ効率などの基本性能についてや油圧ポンプに関する最近の研究の動向について紹介いただき，本特集テーマを俯瞰的な視点で解説いただいた．

つぎに，小曽戸博氏・細井耕平氏・真下和昌氏により「油圧ポンプの根幹技術：非エロージョンノッチの開発」として，アキシアルピストンポンプにおける騒音低減・脈動低減・内部漏れ抑制による効率向上・キャビテーションの発生やエロージョンの防止を狙いとしたシリンダブロックのボアとバルブプレートのポート間をつなぐ切欠溝の形状について，実験結果と数値解析を交えて解説いただいた．

つぎに，樋口雄一氏・辻井善勝氏に「小型アキシアルピストンポンプの球面弁板の特長と活用事例」として，球面弁板の自動調心作用や摺動面積の縮小化による，さまざまな特長を紹介いただき，この技術を採用した小型ポンプの活用事例について解説いただいた．

ここで野田智巳氏と村田一真氏により，アキシアルピストンタイプ以外のポンプを紹介いただく．野田氏には「自動車に用いられるベーンポンプの特徴と開発」として，ベーンポンプの概要や固定容量型・可変容量型の構造について紹介いただき，車載用ポンプ技術・ベーンポンプの最新動向を解説いただいた．村田氏においては「外接ギヤポンプの仕組みと低騒音化技術の変遷」として，ギヤポンプの油を吐出するメカニズムや効率に影響する内部隙間の管理方法や低騒音・低脈動化技術について解説いただいた．

続いて，藤井智幸氏に「油圧ポンプの開発におけるCAEの適用事例」として，昨今開発期間の短縮や品質向上を狙い，開発プロセスのフロントローディングの手段としてCAEが広く活用されている中で，ケーシングにおける撹拌ロス低減による高効率化，高剛性化による低騒音化，耐エロージョン特性とロータリ安定化による信頼性向上などについて解説いただいた．

最後に油圧ポンプ周辺技術として，永井利幸氏には「高剛性作動油の特徴と効果」と題して，油圧システムの圧力伝達媒体としての高性能作動油として開発された高剛性作動油の特徴や利点，省エネルギー性・応答性・酸化安定性について解説いただく．宇佐美秀明氏においては「建設機械用油圧ポンプの搭載関連技術」として，作動油タンクの構造や吸い込み配管形状にて，油圧ポンプに吸い込まれるエアーをいかに少なくするかという技術や解析手法の事例紹介，また，フィルトレーション改善技術など解説いただいた．

末筆ながら，ご多忙にもかかわらず，ご寄稿いただいた執筆者の皆様に厚く御礼を申し上げる．本特集記事が油圧ポンプの技術の発展の一助となれば幸いである．

（原稿受付日：2018年12月 3 日）

総論

油圧ポンプ素描

著者紹介

風間俊治（かざま としはる）

室蘭工業大学大学院
〒050-8585 北海道室蘭市水元町27－1
E-mail : kazama@mmm.muroran-it.ac.jp

1988年横浜国立大学大学院修了．2005年室蘭工業大学教授，現在に至る．フルードパワーを中心に，トライボロジー，キャビテーション，設計工学などの教育研究に従事．日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会，日本トライボロジー学会等の会員．博士（工学）．

1. はじめに

パスカルの原理をいわば具現化した，油圧システムの構成要素として，油圧ポンプ[1-2]を筆頭に上げることに異論はないであろう．「油圧ポンプ」[3-4]は「機械的エネルギーを流体エネルギーに変える機器」[5]（日本工業規格）と定義付けられている．まずは，用語を確認しておく．

エネルギーの変換における損失は，当然のことながら，できる限り少ない方がよい．搭載や移動に際しても，小さく軽い方がよい．つまり，安全性や信頼性ならびに寿命やコストを重視すべきことはさることながら，高効率かつ小型軽量，すなわち，動力密度の向上が追求されることになる．

本稿では，足早に歴史を振り返った後，要求事項や基本性能の要点を押さえながら，近年の研究動向などにも目配せしつつ，基礎に立脚して総論的な視点で油圧ポンプの描写を試みる．なお，油圧ポンプの具体的な設計技術については，小曽戸氏ならびに藤井氏や宇佐美氏が，ベーン式，ピストン式，歯車式各ポンプについては，それぞれ，野田氏，樋口氏，大谷氏が，特殊な作動油については青木氏らが寄稿している本号の記事ならびに本稿の参考文献などを参照いただきたい．

2. 油圧ポンプの歴史

はじめに，ポンプの歴史を手短にひもといてみたい．記録に残る初代のポンプは，アレクサンドリアのCtesibius（クテシビウス）のポンプといわれている（図1に転載）[6]．主に揚水用や消火用として開発されたようである．なお，水汲みやかんがいの用途まで含めれば，紀元前2000年頃のエジプトの跳ね釣瓶や紀元前200年頃のアルキメデスの螺旋，あるいは中国の竜骨車などを挙げることができよう．詳細は，文献6，7に譲る．

ポンプの小史として，やや雑ぱくであるが，19世紀頃までの考案や開発の記録の一部[8-11]を表1にまとめる（*：関連事項）．ただし，調査の段階に

表1　ポンプの考案・開発小史

200BCE	往復動ポンプ（Ctesibius）
1475	遠心ポンプ（Reti）
1581	ピストンポンプ（Peter Morris）
1588	ベーンポンプ（Agostino Ramelli）
1593	歯車ポンプ（Nicolas Grollier de Serviére）
1636	歯車ポンプ（Pappenheim）
1647	増力機械（Blaise Pascal）*
1650	ピストン式真空ポンプ（Otto van Guericke）
1674	ピストンポンプ（Sir Samuel Morland）
1689	遠心ポンプ（Denis Papin）
1716	往復動水ポンプ（J.N. da la Hire）
1795	水圧プレス（Joseph Bramah）*
1798	蒸気ポンプ（William Bull）
1830	ねじポンプ（Revillion）

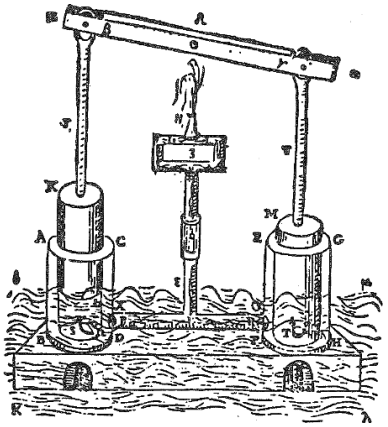


図1　Ctesibiusのポンプ[6]

おいて，著者や文献により年代や表現に差異や揺らぎが見受けられた．あくまでも参考に留めていただきたい（たとえば，螺旋ポンプについて，ディオドロス自身がアルキメデスの発明以前にエジプトで用いられていたと述べていたとの記載[12]などもあり，内容には精査を要する）．

3. ポンプの基本性能

3.1 油圧ポンプの位置付け

作動原理の見地から，ポンプは遠心（ターボ）式と容積式に大別できる[13]．前者のターボ式ポンプは，ケーシング内で回転する羽根車により液体とのエネルギー授受を行うポンプであり，渦巻きポンプに代表される．羽根車出入口の間における角運動量の定理により，吐出し圧力 Δp の増加量は軸回転速度n の２乗に比例することが導かれる．一方で，後者の容積式ポンプでは，圧力と回転速度は基本的に独立である．なお，いずれのポンプ形式も，流量は軸回転速度に比例する．

そこで，動力の観点から両型式のポンプを比較してみる．動力P は，圧力と流量との積で与えられるので，代表長さをd（ターボ式ポンプでは羽根車外径，容積式ポンプでは押しのけ容積の３乗根を採ればよい）とすれば，ターボ式ポンプに対して

$$P \propto (nd)^2 \cdot (nd^3) = n^3 d^5 \tag{1}$$

容積式ポンプに対して

$$P \propto \Delta p \cdot (nd^3) \Rightarrow nd^3 \tag{2}$$

と見積ることができる．つまるところ，ターボ式ポンプは高速回転に利があり，大容量に向き，液体そのものを輸送する目的にかなうことになる．逆をいえば，小型で高圧液体を供する目的にはそぐわない．結論を急げば，圧力を利用する油圧システムには，容積式ポンプが適するのである．さらに，後述のように高圧化が理にかなう．

さらに，容積式ポンプの動力密度について考察してみよう．ポンプの回転速度は，キャビテーションと深く関与する，吸込みの良否や性能で限定される．そこで，速度に関するポンプ特性として，以下で定義されるC_p値が，しばしば用いられる．

$$C_p = n' \, V'^{1/3} \tag{3}$$

ここに，回転速度n'および押しのけ容積V'に，それぞれ，［rpm］および［㎤/rev］の単位を付した定義式に対して，アキシアルピストンポンプで，通常，12,000（自吸）から16,000（押込み）の値が参照される（航空機用などでは，20,000を超える機種もある）[3]．

他方，ポンプ質量M'［kg］とV'との関係を調べた結果によると，

$$\frac{V'}{M'} = 1.5 \sim 3 \tag{4}$$

の値を取る（ただし，小型の場合には，低めの値となる）[14]．つまり，ポンプの動力密度をP/Mとして，次式の関係が導かれ，油圧ポンプの高動力密度化には，本質的に小型化と高圧化[15]が肝要となることが分かる．

$$\frac{P}{M} \simeq \frac{\Delta p \cdot nV'}{M'} \simeq \Delta p \frac{C_p}{V'^{1/3}} \left(\frac{V'}{M'} \right) \propto \frac{\Delta p}{V'^{1/3}} \tag{5}$$

つぎに，振動や騒音について少し触れておく．油圧ポンプの場合，ロータ系の不つり合いよりも，機器内の圧力変動，吐出しの圧力脈動，キャビテーションを主とする流れ場に基因する．

圧力脈動を例に取れば，n を軸回転速度，z を要素数［つまり，歯数（歯車ポンプ），ベーン枚数（ベーンポンプ），ピストン本数（ピストンポンプ）］とした場合，以下の基本周波数f とその高調波が支配的に現れる．

$$f = n \cdot z \tag{6}$$

これに対する低減の策[16]としては，逃げ溝の加工，共振点の回避，防振材の採用，振動源の遮断，放射音の制御などが挙げられる．一方，キャビテーションについては微細気泡崩壊時の衝撃波の伝播により，比較的高帯域のランダムな周波数成分を持つ．

さて，式(2)を持ち出すまでもなく，ポンプ動力を高める方略として，高圧化が阻まれる場合，高速化の道が示唆される．ところが，高速化は，高圧化に比してキャビテーションや騒音の著しい増大を招く．高圧化への対応も決して容易ではないが，高速化に伴う課題の克服もきわめて難しい．

3.2 油圧ポンプの種類

油圧ポンプの種類は，特殊な形式まで細分すれば無数になるが，大別すれば表２に示すように回転ポンプと往復ポンプにまとめられる[3]．同表の中から，歯車ポンプ，ベーンポンプ，ピストンポンプの，中分類に相当する３形式に着目にして[17,18]，それぞれの構造の例を図２，３，４に載せる．いずれのポンプも，巧妙かつ独特な機構を有していることを再認識する．

また，油圧ポンプに関するJIS規格[19]のいくつかを抜粋して，表３に載せる．各部の寸法や記号および試験や計測の方法などが，なかんずく，取り合いや評価手法が規定されている．

3.3 油圧ポンプの効率

油圧ポンプの容積効率η_Qならびにトルク効率η_Tは，Wilsonの表示方法[20]を利用して，次式で与えられる．

$$\eta_Q = 1 - \frac{C_s}{\alpha} \frac{\Delta p}{2\pi \mu n} \tag{7}$$

表２　主な油圧ポンプの分類

大分類	中分類	小分類
回転ポンプ	歯車ポンプ	外接形
		内接形
	ベーンポンプ	平衡形
		非平衡形
	ねじポンプ	２軸形
		３軸形
往復ポンプ	アキシアルピストンポンプ	回転シリンダ形
		斜軸式
		斜板式
		回転斜板式
	ラジアルピストンポンプ	回転シリンダ形
		固定シリンダ形
	レシプロピストンポンプ	クランク形
		カム形

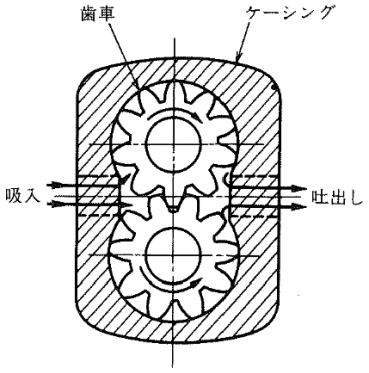


図２　外接形歯車ポンプ[3)]

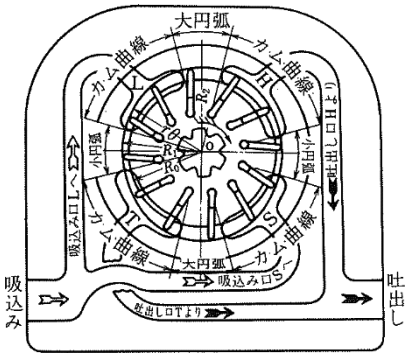


図３　定容量平衡形ベーンポンプ[3)]

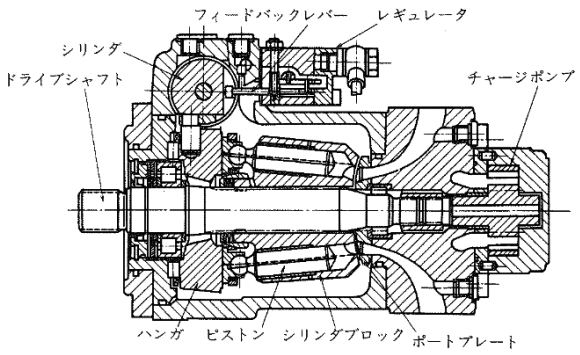


図４　斜板式アキシアルピストンポンプ[3)]

$$\eta_T = 1/\left\{\left[1+(C_{v1}\alpha^2+C_{v2})\frac{2\pi\mu n}{\Delta p}+C_f+\frac{2\pi T_c}{V_{\max}\Delta p}\right]\frac{1}{\alpha}\right\} \tag{8}$$

ここに，C_f：圧力に関係する機械的摩擦トルク係数，C_s：損失係数，C_{v1}，C_{v2}：それぞれ，V に関係するまたは無関係の粘性摩擦トルク係数，n：回転速度，T_c：回転速度や圧力に無関係な一定の摩擦トルク，V：１回転当たりの吐出し容積，$V_{\max}$：可変容量型ポンプの場合の最大吐出し容積，$\alpha = V/V_{\max}$，Δp：吐出し圧力（吸込み圧力を大気圧とした場合，ゲージ圧に相当），μ：粘度（導出の過程や乱流の影響[1)]まで含めた議論は，文献２，３，21を参照）である．

いま，T_cは小さいとして無視し，固定容量型を想定して（$\alpha = 1$），運転条件を無次元のパラメータ$S[= \Delta p/(2\pi\mu n)]$と置いて整理すれば，ポンプの全効率 η は以下の式で表すことができる．

$$\eta = \eta_Q \eta_T = \frac{1-C_s S}{1+C_v/S+C_f} \tag{9}$$

各係数C_f，C_s，C_vについて，表４に例示する数値[3)]を参考にして（すなわち，これらの最小値およ

表３　油圧ポンプに関するJIS規格（抜粋）

B2292-1	油圧―容積式ポンプ及びモータ―取付フランジ及び軸端の寸法並びに表示記号―第１部：メートル単位で表示するインチ系列
B2292-2	油圧―容積式ポンプ及びモータ―取付フランジ及び軸端の寸法並びに表示記号―第２部：メートル系列
B8348	油圧―ポンプ及びモータ―試験方法
B8349-1	油圧―システム及び機器から発生する圧力脈動レベルの測定方法―第１部：ポンプの流量脈動及び内部インピーダンスの測定方法
B8349-2	油圧―システム及び機器から発生する圧力脈動レベルの測定方法―第２部：ポンプにおける簡易測定方法
B8350-1	油圧―騒音レベル測定方法―第１部：ポンプ
B8350-3	油圧―騒音レベル測定方法―第３部：ポンプ―平行六面体配置のマイクロホンによる測定
B8353-1	油圧―音響インテンシティ法による音響パワーレベルの測定方法―実用測定方法―第１部：ポンプ
B8382	油圧―容積式ポンプ・モータ―実容量の決定方法
B8383	油圧―ポンプ及びモータ―押しのけ容積
B8384	油圧―容積式ポンプ，モータ及び一体形トランスミッション―定常状態における性能測定方法
B8385	油圧―ポンプ・モータ及び一体形トランスミッション―パラメータの定義及び文字記号
B8661	電気及び電子制御式油圧ポンプ試験方法

び最大値を用いて），最大および最小となる効率を求めてみる．図５に歯車ポンプおよびベーンポンプの，図６にピストンポンプの全効率 η を載せる．両図を見比べると（この条件のもとには），広範にわたりピストンポンプの効率が高いこと，歯車ポンプやベーンポンプではパラメータ S が小さい値で η の極大値が現れることが見て取れる．つまり，ピストンポンプは，ことさら，高圧域において，高効率を期待できるといえる．

3.4　安定作動条件

図７は，油圧ポンプの安定作動域を模式的に示している[22,23]．横軸に回転速度，縦軸に吐出し圧力を取ると，４つの物理的な限界により作動域が定められてしまうことを表している．ここに，実線①は潤滑膜，②は圧力や荷重，③は発熱，④は速度に関連する限界を意味する．さまざまな因子が複雑に絡み合い，各限界は互いに独立とはいえないが，①はトライボロジー，②は材料の強度，③は転がり軸受寿命や焼付き，④はキャビテーションと主に対応づけられる．さらに，②には作動油の圧縮性の，④には振動や騒音の影響などを付記することができよう．

限界線①の流体膜形成については，以下のように考えることができる[24,25]．油機のしゅう動部は，基本的に油圧バランス（圧力平衡）が採用されていることや軸受機能とシール機能を同時に果たさねばならないことなど，一般的な機械要素として組み込まれる軸受とは大きく異なる．前者は，静圧軸受機構を備えていることに対応する（ただし，剛性やモーメントの考慮は弱い）．つまり，荷重は高圧側の吐出し圧力が作用する面積でおおむね与えられるので，高圧側の圧力を導くことで静圧負荷容量を得て，押付け力とかい離力のバランスを取ることができる．しかしながら，しゅう動面が傾斜していると，動圧（くさび膜）効果により油膜に負荷容量が付与されるので，すきま部は浮き上がることになる．すきまの増大や変動は漏れや振動の導因となるために回避せねばならないから，動圧効果を見込んでオンバランス（見込まれる荷重よりも静圧負荷容量が不足する寸法）に設計することになる．したがって，動圧効果が小さい低速条件で吐出し圧力を高めることは，結果的にしゅう動面の固体接触を促すことになり，安定作動域の限界を与えることになる．

限界線②の荷重に対する制約については，材料の降伏応力あるいは強度により容易に説明づけられる（上述のように，構造的に圧力平衡を基本としていることから，ケーシングや各部材に作用する力や圧力は吐出し圧力に比例するため）．そこで，ここでは高圧下における作動油の影響を叙しておく．

表４　油圧ポンプの損失係数

損失係数	歯車／ベーン	ピストン
C_f	$(4\sim14)\times10^{-2}$	$(1\sim3.7)\times10^{-2}$
C_{sv}	$(2\sim15)\times10^{-8}$	$(0.8\sim1.3)\times10^{-4}$
C_v	$(2.3\sim9.5)\times10^{4}$	$(5\sim18)\times10^{4}$

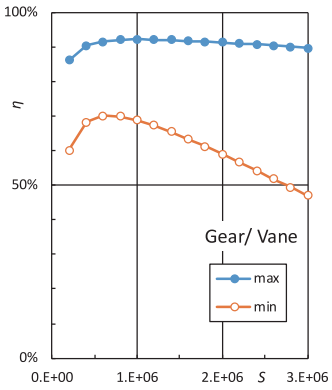


図５　歯車／ベーンポンプの効率曲線

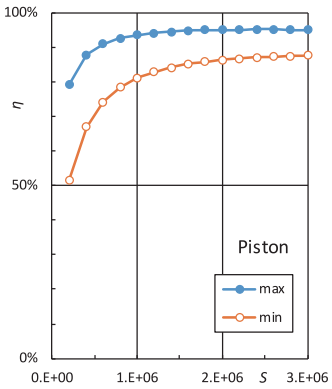


図６　ピストンポンプの効率曲線

作動油の圧縮性[1]は，有効なエネルギーを減少させる．まず，液体の体積弾性係数を K とすれば

$$dp=-K\frac{dV}{V}=-K\frac{d(1/\rho)}{1/\rho} \tag{10}$$

の関係が表される．圧力 Δp（$=p-p_0$）のもとにおける液体の密度を ρ を，大気圧下の密度を ρ_0 として，

$$\rho=\rho_0 e^{\Delta p/K} \tag{11}$$

の式で近似すれば，非圧縮性とした場合の全効率 η_0 との比 η/η_0 は次式となる（導出は略）．

$$\frac{\eta}{\eta_0}\approx1-\frac{\Delta p}{2K} \tag{12}$$

たとえば，$K=1$ GPa，$\Delta p=35$ MPa とすれば，$\eta/\eta_0=0.98$ となる．つまり，体積弾性係数の小さな作動油を用いると，回転速度の高低とは関係なく，効率換算で数％の圧縮仕事による損失を抱えることになりかねない．

限界線③の発熱の影響については，つぎのように考えることができる．滑り面のしゅう動発熱による温

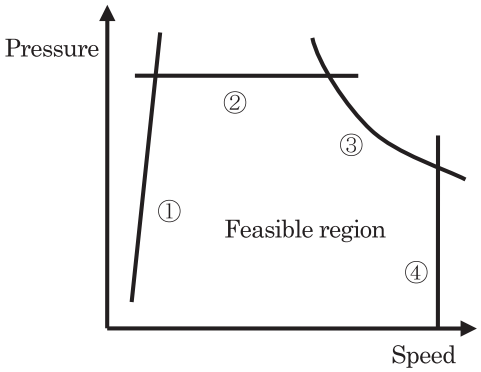


図７　油圧ポンプの安定作動域

度上昇Δtは，熱伝導や熱伝達などを無視すれば，相対する固体２面の相対速度をU，押付け面圧をp_m，摩擦係数をfと置き，$n \propto U$（n：軸回転速度），$p \propto p_m$であることから以下の関係式が得られ，限界は$n-p$図の直角双曲線（第一象限）で与えられる．

$$\Delta t \propto f p_m U \Rightarrow n \cdot p \tag{13}$$

限界線④のキャビテーションについては，以下のように捉えることができる．油機の場合，絞り形成部における噴流に起因するものと，吸込みポートやロータ外周部などにおける流動に基づく２通りに大別できる．限界線④は，その後者に対応する．以下，端的に述べる．

たとえば，油圧ポンプの吸込みポート近傍を添字２で，タンク内部を添字１として，理想流体の仮定の下に，流線に沿ってベルヌーイの定理を適用する．いま，H，p，Uをそれぞれ，高さ，圧力，流速とし，ρを流体の密度，gを重力加速度とすれば，

$$p_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} + \rho g H_1 = p_2 + \frac{\rho U_2^2}{2} + \rho g H_2 \tag{14}$$

が成立する．いま，タンク内は流動していないとし，また高低差を無視すれば，

$$p_2 \simeq p_1 - \frac{\rho U_2^2}{2} \tag{15}$$

ここで，圧力p_2がある値（気泡分離圧）よりも低くなると，キャビテーションが生じる．言い換えれば，p_1が大気圧の場合（つまり，ブーストしなければ），吸込みポート部で負圧が生じることになる．なお，作動油の飽和蒸気圧は非常に低いが，抗張力は小さく運転中の空気含有量は多いことから，気泡の発生圧力は高い（気泡は比較的容易に生じる）．また，その負圧の絶対値は，U_2が大きいほど，つまり軸の回転速度が速く，吸込みポートが小さく流量が多い（平均流速が速い）ほど，大きくなる（基本的に吐出し圧力には因らない）．加えて前述のように，キャビテーションは振動や騒音の主因となるばかりか，部材に壊食[26]を引き起こす．念のため付記する．

4. 油圧ポンプに関する最近の研究

最新の油圧関連の研究成果については，本学会の国際シンポジウム[27]ならびに講演会[28]を取り扱った記事にまとめられている．ここでは，油圧ポンプを対象とした直近の論文に絞り，その中からいくつかの論文を紹介したい．

歯車ポンプについては，しゅう動部の潤滑問題や部材の弾性変形，内部の圧力変動，キャビテーション[29]などを取り込んだ研究がある．なお，年を追うごとに，ポンプ全体を数値シミュレーション[30,31]する方向に進んでいるといえよう．

ベーンポンプについては，ベーン周りの摩擦[32]や摩耗[33]，離間現象や温度変化に関する実験[34]などの実験的研究や機器のモデリング[35]などの理論的研究が見受けられる．

ピストンポンプについては，表面処理の開発[36]やしゅう動部[37]の潤滑解析，熱や弾性変形を考慮したアプローチ[38]，弁板の潤滑解析[39]，リテーナの影響[40,41]などが挙げられる．また，ピストンアセンブリやロータ系として統合したモデル[42]やポンプを一体化した解析[43,44]も意欲的に取り組まれている．

5. む　す　び

油圧ポンプは，高い動力，高い周波数応答性，広い無段変速域の動力伝達を旨とする油圧システムにおいて，電動機や熱機関などの原動機による機械的エネルギーを流体の圧力のエネルギーへ変換する仲介役を担う．ポンプの原水は容積式であり，その利点を生かして油圧システムの圧力源に採用された．幾多の問題を克服しつつ，まさに千姿万態，数々の改良を重ねて今日に至っている．

SDGs（持続可能な開発目標）のもとに，旧来の油漏れやコンタミネーションなどの対策はもとより，効率向上と騒音低減[45]は，高動力密度化や高品位化と合わせて，いまなお，継続的な技術的主題といえよう．今後は，IoTとの融合や水圧技術の進展[46]も念頭に置きながら，斬新な機構と抜群の性能を有する液圧ポンプの出現も期待したい．考える葦として，未踏のパラドックス[47]を解く力量が求められる．

参考文献

1）石原智男：油圧工学，朝倉書店，(1967)
2）山口惇，田中裕久：油空圧工学，コロナ社，(1986)
3）日本油空圧学会：新版 油空圧便覧，オーム社，(1989)
4）日本フルードパワー工業会：実用油圧ポケットブック，日本フルードパワー工業会，(2008)
5）JIS-B0142：ポンプ，モータ及び空気圧縮機に関する用語，(2011)

6）山口惇：圧力からみた水力機械―容積式ポンプの歴史，油圧と空気圧，Vol. 21，No. 5，p. 489-493（1990）
7）山口惇：ポンプの歴史，油圧と空気圧，Vol. 26，No. 5，p. 545-549（1995）
8）A Brief History of Pumps, World Pumps,（2009）
9）The History of Pumps：Through the Years, https://www.pumpsandsystems.com/
10）コトバンク，「ポンプ」の項，http://kotobank.jp/；世界大百科事典，「ポンプ」の項，平凡社，（1988）.
11）富澤清治：世界と日本の揚水器（機）・ポンプ歴史話，文洋社（2010）
12）伊東俊太郎，他：科学史技術史事典，弘文堂，（1983）
13）井田富夫，山口惇：ピストンポンプ，油圧と空気圧，Vol. 2，No. 2，p. 89-96（1971）
14）市川常雄：油圧工学の発展を回顧して，油圧と空気圧，Vol. 19，No. 1，p. 19-25（1988）
15）大見康生：油圧ポンプ，モータの高圧化について，油空圧技術，Vol. 55，No. 9，p. 1-5（2016）
16）小曽戸博，三木健一：CAEによる斜板ポンプ開発の実際，油圧と空気圧，Vo. 21，No. 1，p. 69-76（1990）
17）風間俊治：各種油圧ポンプのしゅう動部の温度計測（実作動条件下の実機ピストンポンプ，歯車ポンプ，ベーンポンプを対象として），フルードパワーシステム，Vol. 43，No. 5，p. 268-270（2012）
18）Kazama, T.：Comparison of Temperature Measurements and Thermal Characteristics of Hydraulic Piston, Vane, and Gear Pumps, Mechanical Engineering Journal, Vol. 2, No. 3, p. 14-00542,（2015）
19）日本工業標準調査会，http://www.jisc.go.jp/
20）日本フルードパワーシステム学会：油圧基幹技術―伝承と活用，日本工業出版，（2014）
21）風間俊治：油圧機器と油圧作動油のトライボロジー，潤滑経済，No. 629，p. 2-7（2017）
22）Schlösser, W.M.J.：The Overall Efficiency of Positive-Displacement Pumps, Hydraulic Pneumatic Power, May, p. 276-280（1969）
23）山口惇：油圧機器の潤滑，潤滑，Vol. 31，No. 10，p. 685-690（1986）
24）風間俊治：静圧軸受の最適設計，フルードパワーシステム，Vol. 33，No. 4，p. 210-215（2002）
25）風間俊治：すきま流れの理論と液圧機器のトライボロジー，フルードパワーシステム，Vol. 39，No. 2，p. 103-106（2008）
26）風間俊治：フルードパワー機器におけるキャビテーション壊食：単一気泡の基礎解析と噴流衝突式の壊食実験を主として，日本フルードパワーシステム学会誌，Vol. 37，No. 6，p. 360-364（2006）
27）風間俊治：JFPS2017福岡における油圧分野の研究動向，フルードパワーシステム，Vol. 49，No. 3，p. 8-12（2018）
28）柳田秀記：平成29年度の油圧分野の研究活動の動向，Vol. 42，緑陰特集号電子版，E5-E7（2018）
29）Zhou, J., Vacca, A., Casoli, P.：A Novel Approach for Predicting the Operation of External Gear Pumps under Cavitating Conditions, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 45, p. 35-49（2014）
30）Yoon, Y., Park, B-H., Shim, J., Han, Y-O., Hong, B-J., Yun, S-H.：Numerical Simulation of Three-Dimensional External Gear Pump Using Immersed Solid Method, Applied Thermal Engineering, Vol. 118, p. 539-550（2017）
31）Rituraj, F., Vacca, A.：External Gear Pumps Operating with Non-Newtonian Fluids：Modelling and Experimental Validation, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 106, p. 284-302（2018）
32）Inaguma, Y.：Friction Characteristics of Vane for a Balanced Vane Pump, 日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 45, No. 4, p. 58-65（2014）
33）Mucchi, E., Agazzi, A., D'Elia, G., Dalpiaz, G.：On the Wear and Lubrication Regime in Variable Displacement Vane Pumps, Wear, Vol. 306, Issues 1-2, p. 36-46（2013）
34）Kazama, T.：Vibration and Temperature Variation of the Cam Ring of A Hydraulic Vane Pump Associated with Vane Tip Detachment, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol. 10, No. 9, JAMDSM0107（2016）
35）Köster, M., Fidlin, A.：Variable Displacement Vane Pump, Part I：A Minimal Nonlinear Model, Vol. 90, Issue 2, p. 1077-1089（2017）
36）Schuhler, G., Jourani, A., Bouvier, S., Perrochat, J-M.：Efficacy of Coatings and Thermochemical Treatments to Improve Wear Resistance of Axial Piston Pumps, Tribology International, Vol. 126, p. 376-385（2018）
37）Ma, X., Wang, Q.J., Lu, X., Mehta, V.S.：A Transient Hydrodynamic Lubrication Model for Piston/Cylinder Interface of Variable Length, Tribology International, Vol. 118, p. 227-239（2018）
38）Hashemi, S., Friedrich, H., Bobach, L., Bartel, D.：Validation of a Thermal Elastohydrodynamic Multibody Dynamics Model of the Slipper Pad by Friction Force Measurement in the Axial Piston Pump, Tribology International, Vol. 115, p. 319-337（2017）
39）Wang, Z., Hu, S., Ji, H., Wang, Z., Liu, X.：Analysis of Lubricating Characteristics of Valve Plate Pair of a Piston Pump, Tribology International, Volume 126, p. 49-64（2018）
40）Kazama, T.：Numerical Simulation of a Slipper with Retainer for Axial Piston Pumps and Motors under Swashplate Vibration, JFPS International Journal of Fluid Power System, Vol. 10, Issue 2, p. 18-23（2017）
41）Xu, L., Sun, H., Xu, S.：Fracture Mechanism Analysis on the Slipper Retainer in Axial Piston Pumps, Engineering Failure Analysis, Vol. 80, p. 378-385（2017）
42）鈴木健太，鈴木基司，桜井茂行，辺見真，風間俊治：斜板式ピストンポンプ・モータのスリッパにおける機構と油膜の連成解析，日本機械学会論文集，Vol. 80，No. 816，FE0224（2014）
43）Zawistowski, T., Kleiber, M.：Gap Flow Simulation Methods in High Pressure Variable Displacement Axial Piston Pumps, Archives of Computational Methods in Engineering, Vol. 24, Issue 3, p. 519-542（2017）
44）Fornarelli, F., Lippolis, A., Oresta, P., Posa, A.：Computational Model of Axial Piston Swashplate Pumps, Energy Procedia, Vol. 126, p. 1147-1154（2017）
45）井上淳：油圧ポンプの課題，油圧と空気圧，Vol. 28，No. 5，p. 546-547（1997）
46）山口惇：水圧システムの挑戦，フルイドパワーシステム，Vol. 29，No. 7，p. 592-596（1998）
47）風間俊治：パラドックス，Tea Time，フルードパワー，Vol. 28，No. 4，p. 62（2014）

（原稿受付：2018年9月24日）

解説

油圧ポンプの根幹技術：非エロージョンノッチの開発

著者紹介

小曽戸　博（こそど　ひろし）
コソド油圧ポンプ設計事務所
〒247-0024 横浜市栄区野七里１－27－20
E-mail：h_kosodo@yahoo.co.jp

コソド油圧ポンプ設計事務所代表．
工学博士（東京大学）．

細井耕平（ほそい　こうへい）
株式会社堀内機械
〒593-8311 大阪府堺市西区上101番地
E-mail：hosoi@horiuchi.co.jp

1996年３月㈱堀内機械入社．技術部設計課配属．2014年技術部開発課配属現在に至る．開発課長として業務に従事．

真下和昌（ました　かずまさ）
株式会社堀内機械
〒593-8311 大阪府堺市西区上101番地
E-mail：mashimo@horiuchi.co.jp

2002年３月㈱堀内機械入社．技術部設計課配属．2014年技術部開発課配属．現在に至る．開発課係長として業務に従事．

1. はじめに

アキシアルピストンポンプ・モータのシリンダブロックのボアとバルブプレートのポート間の圧力差を制御するために，ノッチと言われる切欠溝が用いられていることは，広く知られている．

このノッチは，シリンダボア内の圧力波形に関係し，騒音，脈動，傾転角操作トルク，内部漏れ，キャビテーションなどに関わる重要な設計因子であるにもかかわらず，ノッチの圧力－流量特性を検討した研究論文や資料は，ほとんど見当たらない．わずかに，筆者の一人がVノッチについて，流れの特性やキャビテーションの発生・消滅について，発表している程度である[1]．

また，この箇所は，低圧側から高圧側に瞬時に切替わる遷移領域でもあるため，キャビテーションエロージョンが発生しやすく，種々の対策が採られてきた[2]．多くの特許出願もなされているが，根本的な解決策は見当たらないというのが現状である．

一方，最近は定容量形ポンプをサーボモータで駆動し，アクチュエータの動きを制御する Direct Drive Volume Control（DDVC）が広く活用されており，排気ガスの規制対応のため，舶用ディーゼルエンジンの燃料噴射装置にも提案されている[3]．

この文献３に示されている回路構成図を図１に示すが，このような回路で大容量のポンプを，高サイクルで正逆運転すれば，キャビテーションが発生し，さらにはエロージョンが発生するであろうと予測される．

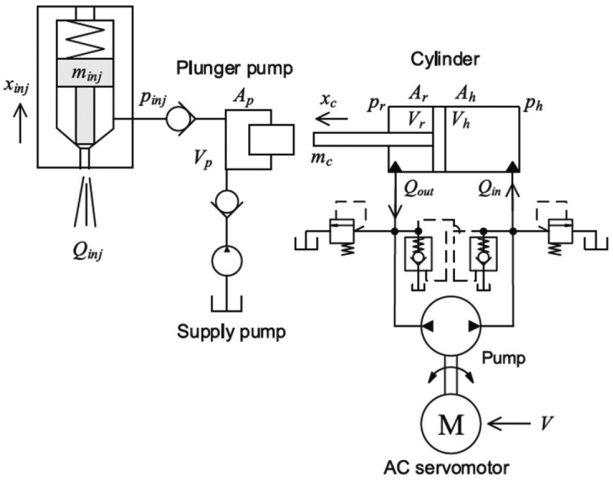


図１　舶用エンジン燃料噴射システム向けDDVC（文献3）より

本稿の最大の目的は，バルブプレートのノッチの形状と噴流の流れに注目して，厳しい使用条件であっても，エロージョンがほとんど発生しないノッチ《非エロージョンノッチ》を開発したことである．なお，その開発経過にも重点をおいて述べる．

2. ノッチの開発アプローチ

2.1　経緯と実験的検証

上述のような国際的な動きがある中で，油圧機器側からみれば，油圧ポンプとシリンダは中核をなす製品であり，システム構成に合わせた最適な機器を独自に入手できれば，設計的にも，調達的にも先行

でき，優位になる可能性がきわめて高くなる．

このような状況にかんがみ，油圧シリンダを主力製品とするH社は，上記システムのような高サイクルの往復運動に適合する油圧ポンプを，経験のある設計者と協力して開発することになった．

図２に示すのは，試作の斜板式定容量形ポンプ（71㎤）の構成とバルブプレートであるが，ハウジングの形状などは従来品と違ってシステムに合わせたものになっており，コンパクトに構成できるように独自の工夫がなされている．ポンプの内部構造の説明などは省略して，ここでは，開発過程で生じたバルブプレートのキャビテーションエロージョンの対策に焦点を当てて述べる．

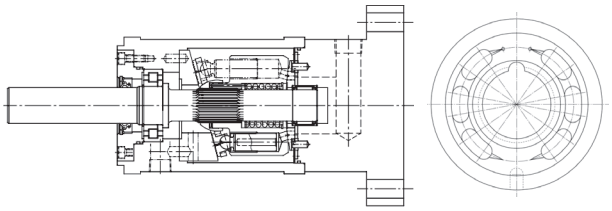


図２　斜板式定容量形ポンプの試作品とバルブプレート

このポンプの性能や耐久性を評価するための油圧回路図を図３に，耐久試験時の波形の代表例を図４に示す．

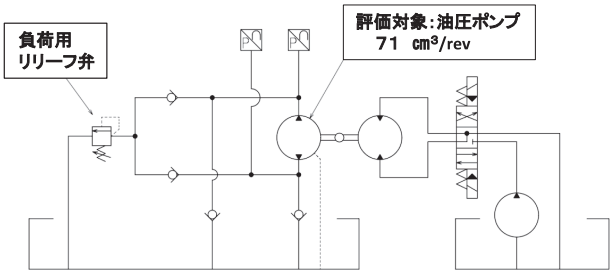


図３　試作ポンプの評価試験回路

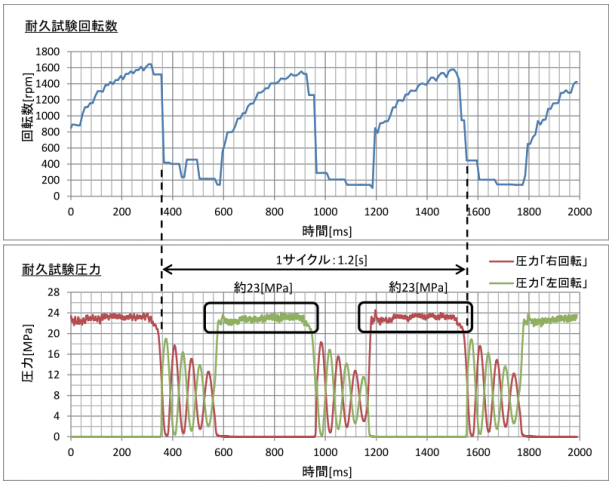


図４　評価ポンプの回転数と圧力負荷サイクル

大きな特徴は，図１と違って戻り側の流量がなく，全量を自己吸込みする開回路で，かつ圧力が高く，切換速度が速いことである．さらにチェック弁を有しながら繰返し負荷の掛かる条件であり，図１よりはるかに厳しい設定である．このような条件では，キャビテーションの発生は免れず，バルブプレートのしゅう動面はエロージョンの危険に冒される．

一般的な油圧ショベルのエンジンや電動機駆動による一方向回転の使用条件とは違うため，どのような展開になるかは予想がつかなかったので，試行錯誤的に行ったところが多い．そのポイントとなる耐久試験の経過と結果を図５および図６に示す．

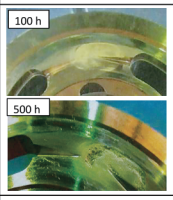
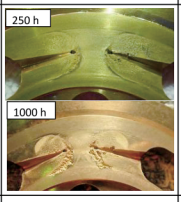
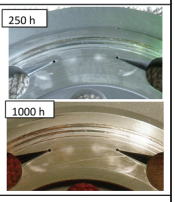
番号	①	②	③
材質・特記	銅合金　コンディット無	銅合金　コンディット有	調質鋼　コンディット有
耐久試験時間	500 h	1000 h	1000 h
途中及び最終時写真			
コメント	当初は，コストの点もあり，ノッチのみで対応試行（シリンダブロックは鋼）	コンディットを付けたが，広範囲に激しいエロージョン･･･発生メカニズム複雑	焼付き防止処理をした鋼製のバルブプレートで，硬度を変えても傾向は同じ

図５　開発ポンプのノッチの変遷（1/2）

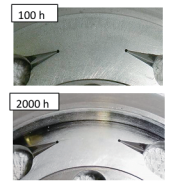
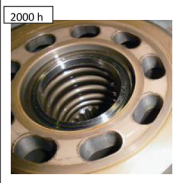
番号	④	⑤	⑥
材質・特記	窒化鋼 手作りで丸み付加工	窒化鋼 底部まで丸み付ノッチ	銅合金溶着 シリンダブロック
耐久試験時間	開始前	2000 h	
途中及び最終時写真			
コメント	角部のみ丸み付ノッチは，短時間で痕跡が発生．底部まで丸み付品に即交換	エロージョンの痕跡は皆無．入口部で縮流やキャビティが発生しない為と推定	ポア内の鉄の部分に僅かながら噴流の痕はあるが，問題無しの程度

図６　開発ポンプのノッチの変遷（2/2）

材質などの組合せの詳細は省略するが，はじめは，シリンダブロックは鋼の熱処理品であったため，バルブプレートを銅合金にした．しかしながら，図５の①，②に示すように激しいエロージョンが発生してしまった．ノッチの流れの方向やエロージョンの発生メカニズムを既存の資料や他社例を参考にしながら検討したが，当時は，原因や対策がわからなかった．

そこで，硬度の高い材料を使って，逃げ切りを図る方策をとり，DLCなど５種類の表面処理を確かめた．大半は運転直後に焼付きを生じたが，１種類だけは③に示すように，1,000hを超えた．しかし，これも1,500hの直前で焼付いてしまい，このポン

プの開発は断念せざるを得ない状況に追い込まれた．

そこで，文献１の第14図に示すように，補給圧がある程度高ければキャビテーションの発生は防げる可能性があることに着目し，図３の回路を一部変更し，補給圧をかけられるようにした．補給圧の値も数回変更し，エロージョンが発生しない最低補給圧を実験的に見出した．

その後視点を変えて，ふたたび全自吸回路への挑戦を始めた．これまでの対策案は他社例をみても，ノッチの先端部，すなわち流れの下流側であったが，逆に上流側に相当するポートからの入口部に，解決の糸口があるのではないかと思いいたった．その後の経過は，図６の④以降に示す通りで，解決を図ることができた．

耐久試験の時間は，表記されているだけでも，合計4,500hとなる．適正な補給圧を見出すまでの時間や各種熱処理品の試験などの時間を加えると，この２倍程度になる．この間の部品の準備や試験装置のメンテナンスなどに要した労力もひとかたでない．

2.2　要素による基礎的考察

上記のように，ノッチの上流側に着目したのは，文献４第13図に示すように，入口部がシャープであるか，ラウンドであるかによって，縮流やキャビテーションの発生の様相がまったく異なるからである．上記ポンプへの適用は，この思いを試行錯誤的に試した結果であるが，その後の文献調査と考察により，図７のようにまとめることができ，より確実なものとなった．なお，以後の《丸み》なる語は，市川教授らの研究論文や著書の中にもあり，適宜使用する．

入口形状と損失係数及び流れの様相

入口形状	損失係数	「写真集流れ」	2次元流れのキャビテーション	コメント
シャープエッジ	$\xi=0.50$		P_1 P_2	・入口で縮流を起し，低圧が発生し，角から剥離するようにキャビテーションが発生 ・噴流の中心部は気泡を含まない透明な部分がある
ラウンド（丸み付）	$\xi=0.06$ ～0.005	大きな丸み		・噴流の中心部分はポテンシャルコアでキャビテーションは発生していない ・キャビテーションは出口端から離れた下流域で発生
出典	機械実用便覧 日本機械学会（1981年）p499	日本機械学会編 丸善，1984	稲熊，日比，市川 油圧と空気圧，7-6(1976-11) P341/347	左記研究文献より抜粋

図７　入口形状と損失係数及び流れの様相

まず，入口の形状によって，この部分の損失係数が10倍から100倍も異なる．写真集によっても，入口での縮流の状況がまったく違うことがわかる．さらに丸みを大きくすると，ここでのエネルギーの損失がまったくないかのような様相で流れ込む．

そうすると，２次元絞りでのキャビテーションに関する研究論文も理解でき，そのコメントも十分に納得できる．

これらの資料と前記ノッチとの関係は以下のように推論できる．

油圧ポンプにおいて，低圧側から移動して来たシリンダブロック内の圧力が吐出しポートの高圧側の圧力より低く，ポート側よりシリンダブロックのボアに圧油が流入する場合を想定する．この時，シャープなエッジを持つ２枚の平板を縦に置いたとすると，端部からただちに縮流やキャビテーションが発生してくる．これらの板の下側を合わせて底を作るように斜めにし，かつ下流に行くにつれて狭く，浅くする．いわゆるVノッチのような形状を作る．そうすると，途中から両側のキャビテーション領域および主流域は互いにぶつかり合い，キャビティ混じりの乱れた流れになり，後述するように，その速度は200m/s前後に達する．このような噴流をノッチの先端周辺に付けられた直径１㎜前後のコンディット（副導油孔）を，約0.005㎳で横切る際に，下から吹き上げてくる圧油（しかも，小孔を通った後では，自らもキャビティを発生している）で制御できる訳がなく，かえって錯乱させるようになることは容易に想像できる．

このようなキャビティを含む噴流が，シリンダブロックのボアの壁に当ると，浸食するとともに，周辺にも撒き散らされ，広い範囲にエロージョンを発生させる．このような推論に立つと，先の図５の①，②および③の状況も理解できる．また，図６の④で，角部だけに丸みを付けただけのものは，100hの点検で，まだ広い範囲に痕跡が見られ，不十分だった．そこで，長い距離に丸みを付けるように，さらなる追加工品を作って試験することにした．

すなわち，底部まで丸みを付けた場合は，ノッチ端部で発生するようなキャビテーションは無いので，主流そのものが，損失も少なく力強く流れて行く（事前にキャビティがあったとしても，凝縮されて小さくなって行くだろう）．その流れは，底辺の角度に沿うような形になるので，バルブプレートのしゅう動面には当たらず，ボア壁に当たることになる．しかし，これもキャビティは含んでいないので，損傷は軽微である．しゅう動面に近いシリンダブロックに溶着された銅合金部には当たらないので，ここも無傷のまま残る．

このように考えると，図６の⑤，⑥の状況も納得でき，この件に関するすべての事象が解明できたことになる．

ノッチの形状は，本稿では代表例として，図８に示すようなV形を対象にしているが，更に４角形，

丸底形，逆台形など他の多くの形状にも適用できる重要な思考過程であり，R寸法は，全周が必ずしも一様である必要はない．

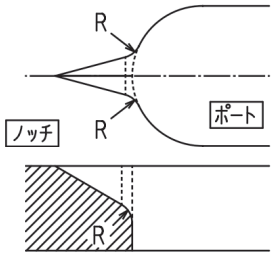


図８　対象とするノッチの代表例

2.3　数値解析的シミュレーションによる考察

以上の事柄を広範囲に検討し，汎用的に展開するために，数値解析的なシミュレーションを試みた．まずは，図７の入口形状による丸みの影響を調べた．その結果の一例を図９に示す．この他にもR1，２，３，４など計算して傾向を調べた．

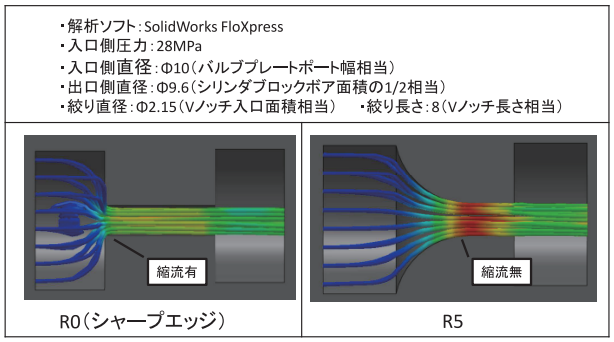


図９　円筒状絞りによる丸みの大きさの比較

R0すなわちシャープエッジの場合は，入口の前部に流れが滞留しているのが見られる．そして，絞りの中央部分で流速が速く，内壁に行くに従って，速度が落ち，さらに壁面との境界には空洞があり，縮流している様相がうかがえる．この傾向は，丸みが大きくなるにつれて改善され，R5の場合は流れが一様になり，流速イメージも全体的に200m/s前後になる．これらの事柄は，図７で示した事象と完全に一致する．

これをベースにして，ポンプのノッチ部の形状の影響を調べた結果を図10に示す．R0では，ノッチ部で縮流を起し，乱れた噴流がバルブプレートの摺動面に近いところを流れている．これに対して，R5では，高速の流れがまとまった形になって，バルブプレートから離れて，ボアの壁面に向かって勢いよく流れていることがわかる．これも前述の図６の⑤，⑥に関する説明と合致する．

図11は，ノッチの先端にシリンダブロックのボアの前辺が掛かった時点から，徐々にボアを動かして，開口部の長さ（X）を拡げながら，流速の最大値（V）の変化の状況をプロットしたものである．X＝８㎜のところが，ボアの前辺がノッチの入口，すなわちバルブプレートのポート端に達した箇所で，図10の解析位置に相当する．その後は，ポートとボアが直接通じるようになり，その面積が広がって行く．

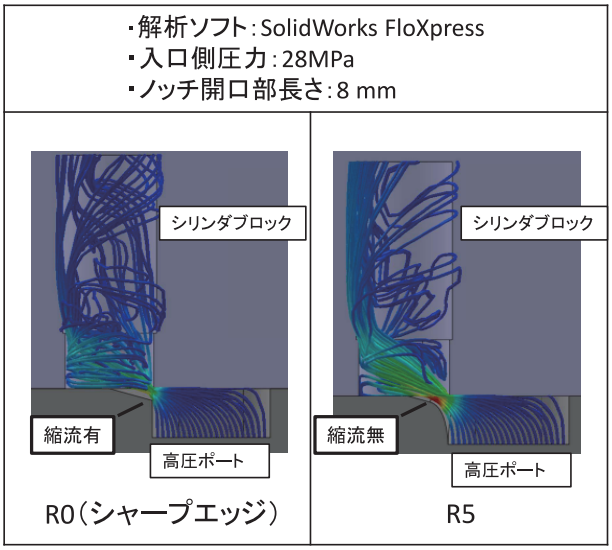


図10　ポンプノッチによる丸みの大きさの比較

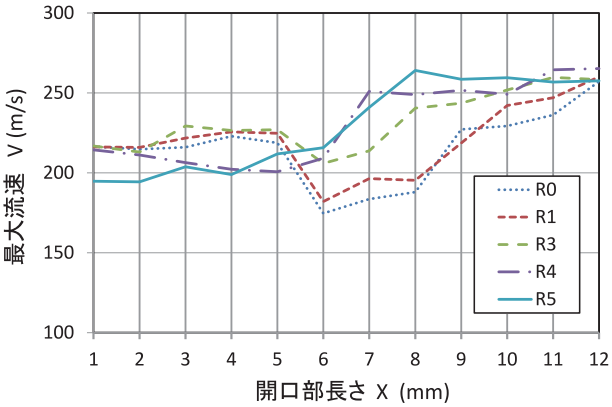


図11　開口部長さと最大流速の関係

これを見ると，R0およびR1では，X＝６近傍でVが急変し，落ち込んでいる．開口部の長さが大きくなり，面積が広がっているにもかかわらず，このような状態になるのは図９に示すような滞留や縮流の影響がある．

このような落ち込みは，丸みが大きくなるに従って改善され，R3では若干影響が残るものの，R4，５になると，右肩上がりの合理的な傾向を示す．これらより，本稿で対象としたノッチではR3以上が望ましいと言えるし，R5を超えても，飽和状態になる．

なお，この状態での流速は，先の文献１の第８図に示した値を，作用している圧力差の違いを考慮して換算すると，ほぼ一致し，28MPaでは約200m/s

となる．まったく違った時期に，別の方法で得られたデータが，ほぼ同じ値となったことは，両者の妥当性を互いに補完し合っているとも言える．

これらの事柄から，このシミュレーション法は，ポンプ・モータの大きさや使用条件の異なる場合にも適用でき，汎用性があると言える．しかし，実際にはポートとボアの圧力値や圧力差は，ピストン位置や速度に対する流入・流出量の他に圧縮量，漏れ量も含めて刻々と変わるので，さらなる改良の余地があり今後の課題である．

3. おわりに

以上のように，《非エロージョンノッチの開発》について，膨大な実験結果を基に，その妥当性について，先人が遺した基礎的事項に数値解析を交えて考察したが，この取組みは図12のようにまとめることができる．１項目だけでは，納得性のある解釈を得るのは困難であるが，連携プレーによって確実性と深さが増した．このような取組みの重要性を示している．

ノッチのポート側の端部に，ノッチとは別の加工法や刃具で積極的に丸みをつけ，キャビテーションの発生およびエロージョンを防ぐ方策は，筆者らの知る限り皆無であり，実用化されたものはない．キャビテーションが発生しなければ，それに伴う騒音やコンタミナントの発生も防止でき，性能や耐久性も向上する．すべての油圧ポンプやモータ，さらにバルブにも適用でき，長年油圧業界で未解決であった重要課題を解明する有力な手掛かりになると思われる．これは，油圧機器に限らず，『流れ』を伴う水圧，空気圧およびその他のフルードパワーシステム機器全般に通じる極めて有効な方策であり，共同で特許権を申請した．

なお，本稿は，さらなる実証試験や数値シミュレーションの改良を行う予定である．

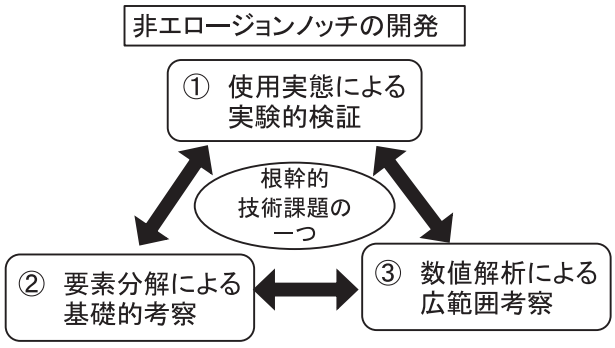


図12　トライアングル的アプローチ

4. 付帯事項

筆者の一人は，文献１，４を含む連載記事に，他誌の記事も加えて，私本：《ポンプそして人生》としてまとめた．この私本は，これまで世話になった方々に贈呈すると共に，2017年秋に博多で開催された「第10回JFPSフルードパワー国際シンポジウム」で，それまで親交のあったMurrenhoff教授（アーヘン工科大学，ドイツ），Stelson教授（ミネソタ大学，米国）およびMonika教授（パデュー大学，米国，不参加のため共同研究者に委託）にも贈呈した．なお，その時のバンケットにおけるStelson夫妻との懇親の様子を写真１に示す．その後，M教授はIFASを昨年３月で引退され，M女史は，８月に病魔により急逝されたとのことで，本を渡すには最後のチャンスであった．特にM女史については，沖縄の会議での辛口のコメント[5]のこともあり，本稿などについて，より深みのある議論をしたかった．研究所のデスクに飾ってあるという《手の平サイズ》のマイクロポンプを，T社時代に渡した際の喜びようが忘れ難い．

写真１　Stelson夫妻との再会・懇親（2017年10月　博多，JFPS国際会議）

参考文献
1）小曽戸博：実学的ポンプ講座⑭　Vノッチの流れ特性，油空圧技術，Vol. 55. No. 10, p. 48-56（2016）
2）日本油空圧学会編：新版　油空圧便覧，オーム社．p. 242（1989）
3）眞田一志：DDVC方式燃料噴射装置による舶用ディーゼルエンジンの噴射量制御，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 47，No. 3，p. 15-21（2016）
4）小曽戸博：実学的ポンプ講座⑩　絞りの種類と特性・応用，油空圧技術，Vol. 55. No. 5，p. 47-57（2016）
5）小曽戸博：実学的ポンプ講座⑤　CASPARと不具合事例，油空圧技術，Vol. 54. No. 13，p. 49-55（2015）
連載記事：《実学的ポンプ講座》は，日本工業出版よりPDFダウンロード版が販売されている．

（原稿受付日：2018年10月11日）

解説

小型アキシアルピストンポンプの球面弁板の特長と活用事例

著者紹介

樋口雄一（ひぐち ゆういち）
株式会社タカコ　技術本部　第一開発部
〒619-0240 京都府相楽郡精華町 祝園西1丁目32番地1

1988年株式会社タカコ入社，現在に至る，油圧ポンプ・モータ・HSTの開発に従事．

辻井喜勝（つじい よしかつ）
株式会社タカコ　技術本部　第一開発部　PPM開発課
〒619-0240 京都府相楽郡精華町 祝園西1丁目32番地1

2006年株式会社タカコ入社，現在に至る，油圧ポンプ・モータの開発に従事．

1. はじめに

近年，油圧ポンプ・モータの需要の広がりをみると，小型・軽量化の要望が高まってきている．また，電動モータと油圧ポンプを組み合わせた「ハイブリッド駆動方式[1)]」によるバイ・ワイヤー化や省エネルギー効果も期待されている．小型・軽量化が実現できれば建設機械・工作機械・産業機械など従来の使用用途以外で，油圧とは関わりが少なかった新たな分野でも活躍することが期待できる．

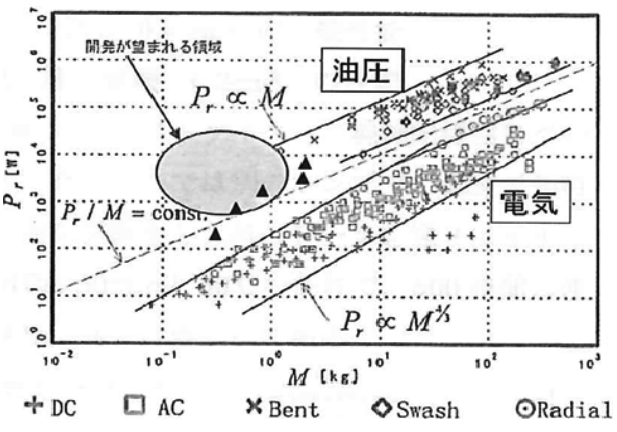


図１　油圧と電気モータの電動動力の比較

図１は，多くの油圧モータと電気モータの特性を比較して作成された重量と伝達動力の関連図である[2)]．

開発が望まれる領域は丸枠部分であり，油圧の小型・軽量化の要望箇所となる．

2. 球面弁板の特長

小型アキシアルピストンポンプ（以下，小型ポンプと示す．）には，図２に示すシリンダブロックと弁板の内蔵部品がある．

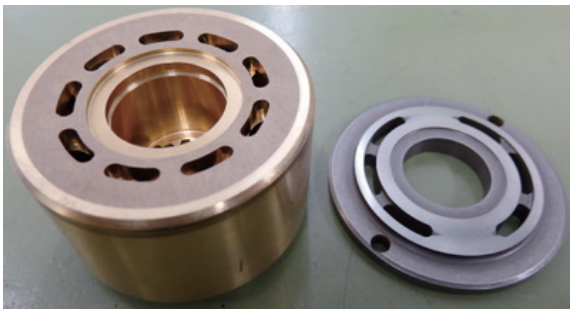


図２　球面タイプのシリンダブロックと弁板

ポンプでは，図３に示すラジアル力やモーメントが発生する．これらは高圧になるほどシリンダブロックの傾きを大きくさせ，弁板との保持状態に影響を及ぼす．だが，球面弁板を採用することで，その球面に沿うように動く自動調心作用より密着性を保持することができる[3)]．また，球面弁板は設計上，ポートが内側に配置される．そのためしゅう動面積が縮小される．これらにより，球面弁板ではつぎのような特長を生かすことができる．

・高圧でも安定した容積効率が得られる．
・低速から高速の広い回転域で使用できる．
・ポート周辺の周速が低下し，吸込み性能を向上することができる．
・しゅう動面積縮小によりトルク効率が向上する．
・ごみに対して強い．
・温度の上昇が少なく，作動油の劣化も少ない．

多用途な小型ポンプを開発する際も，球面弁板の採用が最大のポイントとなる．球面弁板を採用した小型ポンプの最小サイズ0.4cm^3/revを図４に示す．

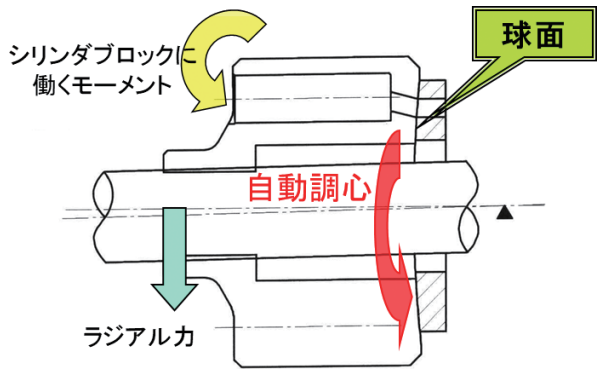


図３　球面弁板の自動調心性

図４　最小クラスの小型ポンプとゴルフボール

3. 小型ポンプの性能

3.1　容積効率

球面弁板の小型ポンプは図5[4]のように低速から高速回転域まで幅広い範囲で安定した性能を発揮でき，高い容積効率によって，アクチュエータの高応答性につながる．また，他の形式であるギヤポンプと比較すると，特に低速回転においては，容積効率の差が顕著に現れている．

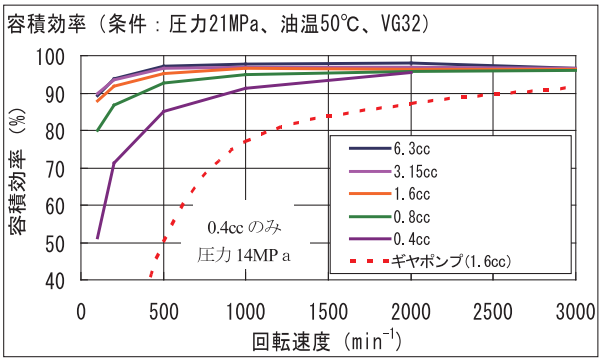


図５　小型ポンプ容積効率曲線

3.2　繰り返し精度

小型ポンプをサーボモータで運転させ，回転数制御することで的確な流量を吐出することができる．また，圧力・位置センサなどの各種センサと組み合わせて，センサ情報をサーボモータへフィードバックすることで，あらゆるパターンの動作を，高い精度で繰り返し制御することが可能となる．特に工作機械においては，繰り返し精度が重要な項目となっている[5]．

4. 小型ポンプの活用事例

4.1　射出成型機

小型ポンプは射出成型機の可塑化移動装置などに採用されており，可搬する機器や狭い搭載スペースでも取付が可能である．また，油圧力を昇圧⇔減圧し，従来の機構では成し得なかった微妙な推力のコントロールが可能となる[6]．

4.2　フォークリフト

小型ポンプはフォークリフトのステアバイワイヤシステム（図６）にも採用されている．ステアリング操作に応じた分だけポンプを運転させ，油圧シリンダーを動かしフォークリフトを操舵する．操舵の時だけポンプ運転するので省エネルギーとなる．

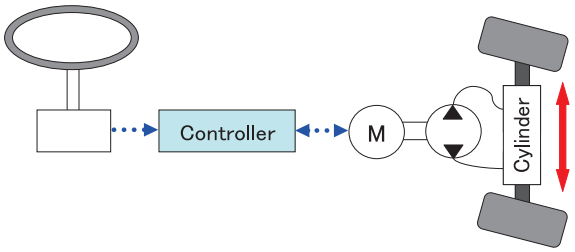


図６　ステアバイワイヤシステム

4.3　可搬式コンタミネーション測定装置

従来，油圧作動油の清浄度はフィルタに採取して調査する必要があった．しかし，本装置は作動油を常時圧送しながら作動油中に含まれる微粒子の大きさ・数をカウントすることで，ISOスケールの清浄度表示をリアルタイムでモニターに表示することが可能である．また，設置場所の制約がない可搬式であることから搭載スペースが小さく，更に安定した流量を圧送する必要性があるために小型ポンプを搭載している．

4.4　ロボット分野への展開

現在，世界各国の大学や企業の研究開発部門では，人間に近い動きをするヒューマノイドロボットやパワーアシスト機器（脚，腕用）の研究開発が盛んに行われている．このような研究開発に対し小型ポンプの採用例があり，研究開発の初期段階から実機に搭載され，高い評価を得ている．特に，脚力を再現する上で，電気駆動だけでは機器の構成が大きくなり，重量も重くなる．一方，油圧駆動で機器を構成すると，コンパクトでかつ，重量の低減を図ること

ができ対衝撃にも強い．そこで，小型ポンプは，ロボット分野において有効なアイテムであると各方面からの評価も高い．

図７は油圧の歩行アシストスーツであり，油圧ポンプとして0.4cm^3/rev小型ポンプを用いている．図８は歩行アシストスーツ用のパワーパック（DCモータ＋小型ポンプ＋バッテリー）で腰に装着するが，小型ポンプは小型・省エネ・軽量に寄与していると高い評価を得ている[7]．

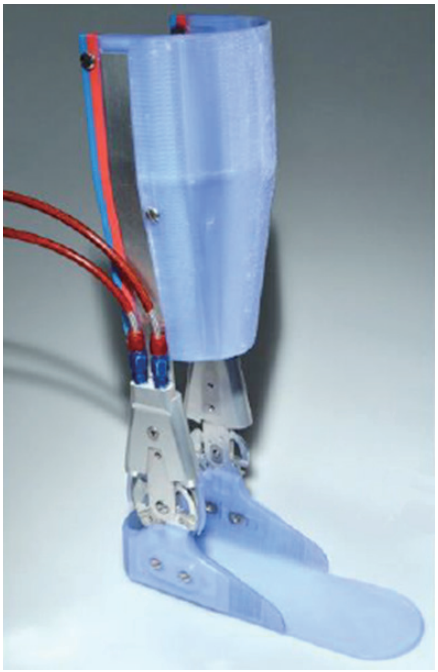


図７　研究中の歩行アシストスーツ

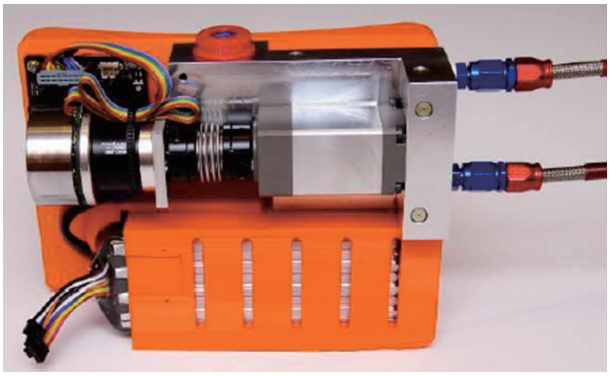


図８　研究中のパワーパック

2014年にブラジルで開催されたFIFAワールドカップの開幕式にて，自立型パワードスーツを着用した男性がキックオフをした[8]．近年の新型モデルのパワードスーツ開発では小型ポンプが使用され始めており，ポンプの小型，軽量化による油圧の小型化が図られている．小型ポンプは高効率なため，バッテリーの小型軽量化にも寄与していると高い評価を受けている．

これらのパワードスーツについて，今後は油圧ホースをなくして，行動範囲の制約がなくなる開発が求められている．

5. おわりに

小型ポンプについて紹介してきたが，従来では困難であったスペースの小さい可搬部分への搭載を実現している．また，小型でありながら油圧ポンプとしての性能も十分に確保している．今後，油圧とは関わりの少なかった分野へさらに貢献していくために小型油圧システムとしての対応が期待される．

参考文献

1）河野義彦，小曽戸博：製品紹介　小形ポンプ・HST　KYB技報第39号（2009）
2）中野，今野:油圧と空気圧，Vol. 28, No. 4, 466-472（1997）
3）（一社）日本フルードパワー工業会：実用油圧ポケットブック（2012年版），p. 147
4）河野義彦：製品紹介　マイクロポンプの開発と課題　KYB技報第44号（2012）
5）辻井喜勝：製品紹介　マイクロポンプユニット　KYB技報第50号（2015）
6）樋口雄一・河野義彦・辻井喜勝：油圧・空気圧雑誌 油空圧技術　日本工業出版，P36（2015）
7）Brett C. Neubauer, Jonathan Nath, and William K. Durfee-IEEE Member：Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Bioloby Society. 2014: 1182-5. Design of a Portable Hydraulic Ankle-Foot Orhthosis
8）Gillian Mohney：Paraplegic Kicks Off World Cup In Exo-Skelton, https://abcnews.go.com/Health/2014-fifa-world-cup-paraplegic-kicks-off-world/story?id=24110496

（原稿受付：2018年10月２日）

解説

自動車に用いられるベーンポンプの特徴と開発

著者紹介

野田智巳（のだともみ）

KYB株式会社
オートモーティブコンポーネンツ事業本部
ステアリング事業部ポンプ技術部
〒509-0298 岐阜県可児市土田2548
E-mail : noda-tom@kyb.co.jp

2001年名古屋大学大学院工学研究科分子化学工学博士前期課程修了．2005年KYB株式会社入社，車載用ベーンポンプの設計業務に従事

1. はじめに

油圧システムは比較的小さな機器で大きな出力を得られることからさまざまな分野で幅広く使用されている．しかし，省エネ化，低騒音化などの要求から電動化が進んでおり，今後もさらにこの傾向が加速されると考える．このような状況においても油圧の特徴を生かし優れた機能を発揮している油圧機器は多数存在している．本稿ではそのような油圧機器の中で特に自動車に用いられるベーンポンプについて解説する．

2. ベーンポンプ概要

表１に車載用の主要なポンプの一般的な特徴を示す．ベーンポンプはロータに放射状に設けられた溝に挿入されたベーンがカムリングに内接して回転することにより，ベーン間の油を吸込み側から吐出し側に送り出す機構であり，大きく２種類に分けることができる．それぞれの構造と特徴を以下に示す．

表１　車載用の各種ポンプの主な特徴

	省エネ性	コスト	サイズ	静粛性	堅牢性
平衡型ベーンポンプ	○	△	○	○	○
非平衡型ベーンポンプ（可変容量型）	◎	×	△	×	△
外接ギヤポンプ	△	○	○	×	○
内接ギヤポンプ（トロコイドポンプ）	△	○	×	○	○

2.1　固定容量（平衡）型ベーンポンプ

《構造》

ロータ１回転中に吸込み，吐出しのポンプ作用が２回ずつ行えるよう，駆動軸に対称に吸込み口および吐出し口が設けられている．そのためロータ周りの圧力は平衡し駆動軸の半径方向の油圧荷重はつり合う．

《特徴》

小型で脈動や騒音が小さいため自動車のパワーステアリングや自動変速機などの車載機器の油圧源として使用されることが多い．

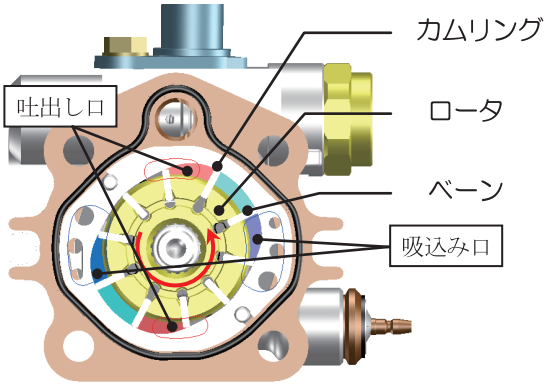


図１　固定容量型ベーンポンプ

2.2　可変容量（非平衡）型ベーンポンプ

《構造》

平衡型と異なり一組の吸込み口，吐出し口しかなく軸受荷重が大きい

《特徴》

脈動や騒音は平衡型と比較して不利となるが，ロータとカムリングの偏心量を変えることにより押しのけ容積を調節できるため，省エネ性に優れている．しかし軸受荷重が平衡型に比べかなり大きくなるなどの制約があるため高圧での使用は不向きである．

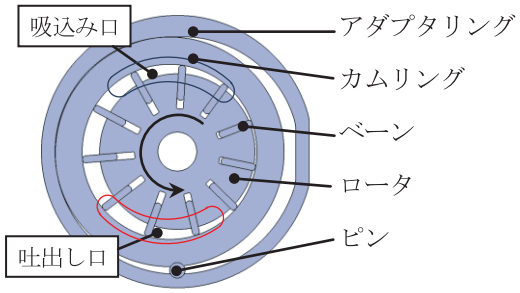


図２　可変容量型ベーンポンプ

3. 車載用ポンプの概要

3.1　一般的な要求事項

乗用車，トラック，バスなどの油圧パワーステアリングシステムや自動変速機の油圧源として使用される車載用ポンプへの一般的要求事項を下記に示す．

3.1.1　小型軽量

自動車のエンジン近辺は取り付け，配管，駆動などのスペースに極めて余裕がなく，極力小型であることが要求される．軽量であることは車両の省エネに貢献できる．

3.1.2　高速回転

一般的にエンジンにより駆動されるため，高速回転でもキャビテーションなどの問題が無いことが要求される．

3.1.3　使用温度範囲が広いこと

油圧パワーステアリングシステムの 作動油総量は少ない（乗用車の場合せいぜい1.5リットル前後しかない）．回路に冷却機能を備えるなどの対策はあるが，作動油はかなり高温になる．高温に対して，ポンプ構成部品の摩耗耐久性の確保が要求される．また，低温環境（作動油の粘度が極めて高い環境）での使用でも確実なポンプ作用が要求される．そのため，作動油の高粘度抵抗に打ち勝ってベーンが作動するようなベーン駆動力（遠心力）を発揮させる必要がある．

3.1.4　効率が高いこと

車両の省エネ性向上のために，

・十分な流量を供給するための高い容積効率
・エンジン負荷が過大にならないための高い機械効率

が求められる．

3.1.5　静粛性が高いこと

快適な車両の条件の一つとして，静粛性の要求は極めて高い．したがって，ポンプには低騒音，低脈動が要求される．また，エンジン回転数変動などのポンプ運転条件の変動に起因する騒音の低減要求も強い．

3.1.6　寿命が長く，信頼性が高いこと

車載用のポンプは走る，曲がるなどの自動車の基本機能に大きく関与している．それらの基本機能を損なうような故障の防止や商品性向上のため，寿命が長いこと，故障しないこと，の安定した品質が求められる．

4. ベーンポンプ最新動向例

近年は年々厳しくなる環境規制に対応し車両のエンジンの小型化や動力源の電動化が加速している．車載用の油圧システムも車両の電動化に合わせて高効率化，低騒音化などの要求が以前にも増して厳しくなってきている．そのため，製品の進化のみではなく，それらを評価する実験設備や解析技術についての開発もあわせて行われている．このような状況のなかで，昨今における車載用ベーンポンプの最新動向について事例を踏まえて紹介する．

4.1　自動変速機用油圧源

油圧で変速する機構を持つCVT（Continuously Variable Transmission）などの自動変速機には，他の油圧システムと比較して多く存在する油中気体やコンタミネーションに対応するため，従来は部品点数が少なく構造が単純で過酷な条件に耐える内接ギヤポンプが主に使用されていた．しかし車両の静粛性向上や変速機の伝達効率向上，車両搭載性のための小型化などの要求を達成するため，現在はベーンポンプが自動変速機の油圧源の主流になりつつある．現在は，さらに小型，高効率，低騒音，低脈動を高次元で成立させた平衡型ベーンポンプが開発されている．図３にCVT用に当社にて開発したベーンポンプを一例として紹介する[1)]．本製品は種々の解析を使用することで，キャビテーションの抑制，押しのけ容積最適化による駆動トルクの低減，大幅な軽量化，部品点数の削減などを達成している．図４に活用した解析の例を示す．

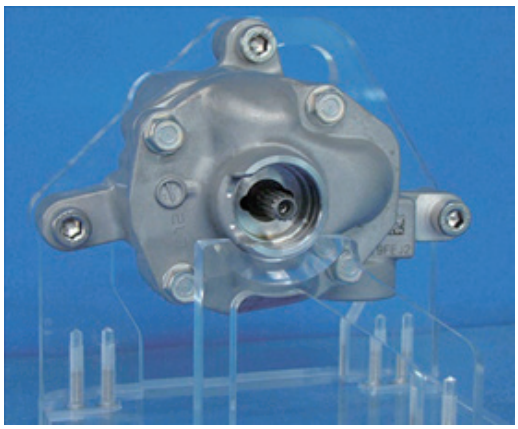


図３　CVT用ベーンポンプ

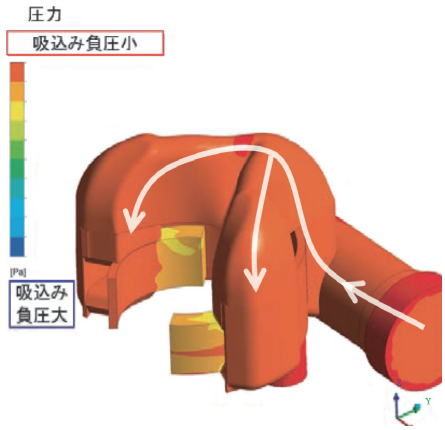


図４　CVT用ベーンポンプ解析事例

4.2　油圧パワーステアリング

乗用車用のパワーステアリングは，省エネ化，車両の電動化，運転支援システム対応などの要求から油圧式から電動式に置き換わってきているが，より大きな出力が要求されるトラックやバスなどの商用車においては，依然油圧式が使用されている．しかし先進国を中心に年々厳しくなっている環境規制に対応するため，高効率化，小型軽量化[2)]のみではなく，高圧に対応した可変容量ベーンポンプの登載例が増えてきている．さらには可変容量ベーンポンプにソレノイドバルブを組み合わせることで，電子制御により車両の状況に応じて都度最適な押しのけ容積に制御しさらに高度な省エネ性を達成した電子制御式可変容量ベーンポンプも登場している．図５に回路図を示す．

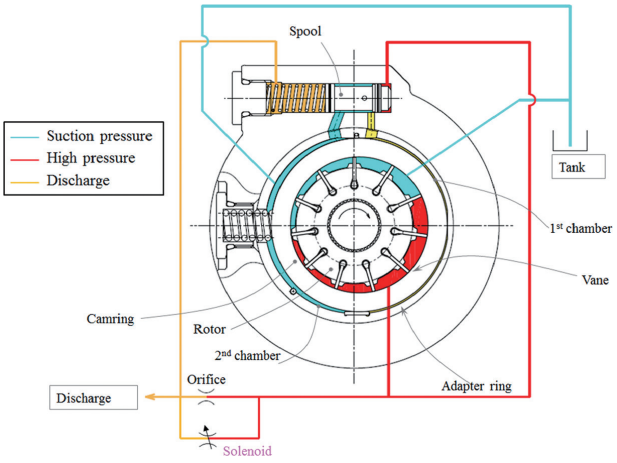


図５　電子制御式可変容量ベーンポンプ

また，エンジンが常時作動しないようなハイブリッド車両や電気のみを動力源とする車両には，エンジンで直結駆動するポンプが使えない．そのため，電動アシスト式では出力不足となるようなバスやトラックには，電動モータで油圧ポンプを駆動する電動油圧システムが採用されている．このような車両の場合，騒音源であるエンジンが作動しないときのステアリングシステムの騒音が耳につきやすいという問題があるため，低騒音，低脈動のベーンポンプが採用されるケースが多い．

5.　ベーンポンプの開発・設計上の動向など

先にも述べたように母機製品の省エネ性をはじめとする商品力向上のため，ベーンポンプに要求される事項のレベルは上がってきている．従来は要求事項に合わせ既存モデルをベースに設計される事例が多く，ほとんどの場合強度計算程度で対応できていた．しかし高度な高性能化要求に対応するため，個々の使用条件にあわせた流路の設計など子細な改良が必要になってきており，CFD（Computational Fluid Dynamics:数値流体力学）解析が活用されている．当社での一例を図６に示す[3)]．

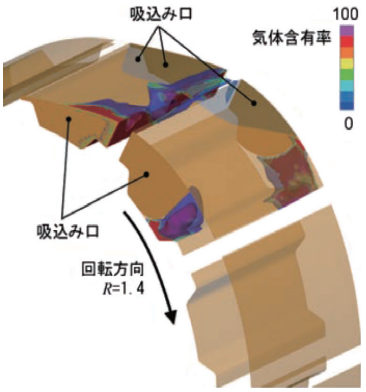


図６　CFD解析事例

また，従来の設備では，CFDなどの活用により改良された性能を確認することが困難となっているため，評価設備もあわせて改良が重ねられている[3)]．

6.　おわりに

本稿ではベーンポンプの基礎的な内容から最新動向まで紹介した．本稿を執筆することで改めてベーンポンプの長所短所を振り返り整理することができた．油圧技術者としてこのような執筆機会をいただいたことを関係者一堂に感謝しつつ，今後も油圧技術の発展に貢献できれば幸いである．

参考文献

1）下野宏美：CVT用フローコントロールバルブレスベーンポンプ，KYB技報　第52号（2016）
2）塩崎　浩：商用車向けPS用高圧アルミベーンポンプ『4KT5』の開発，KYB技報　第56号（2018）
3）鈴木一成ら：CFD解析によるベーンポンプの特性予測，KYB技報　第53号（2016）

（原稿受付：2018年10月３日）

解説

外接ギヤポンプの仕組みと低騒音化技術の変遷

著者紹介

村田一真（むらた　かずま）

株式会社島津製作所フルイディクス事業部
技術部設計開発グループ
〒520-2152 滋賀県大津市月輪１－８－１

2013年金沢大学大学院自然科学研究科博士前期課程修了，同年株式会社島津製作所に入社，油圧ギヤポンプの開発に従事，現在に至る．

1. はじめに

ギヤポンプは産業車両や建設機械，農業機械，特装車両などの油圧源として幅広く使用されている．近年，これら市場では環境負荷低減やオペレータへの配慮から低騒音化が進められており，ギヤポンプに対しても低騒音化の要求は非常に強くなっている．本稿では，まずギヤポンプの仕組みを述べ，ギヤポンプの低騒音化技術について紹介する．

2．ギヤポンプの仕組み

2.1　ギヤポンプの特徴

一般にギヤポンプは，構造が簡単であり，コンタミに強く，吸込み性能が高いといった特徴がある．近年，ギヤポンプは高圧化が進み，現在は定格圧力25MPaで連続運転可能な高圧ポンプも普及している．

ギヤポンプはかみ合い方式によって外接形と内接形に大別される．また，歯車の歯形としては，インボリュート歯形，サイクロイド歯形，トロコイド歯形やその他特殊歯形などが存在する．もっとも一般的なギヤポンプは外接形のインボリュート歯車であり，本稿においてもこのポンプを中心に紹介する．

2.2　油を吐出するメカニズム

外接ギヤポンプは，図１に示すように，ケーシング内に互いにかみ合う一対の外接歯車が収納されている．歯車が回転すると，かみ合いが離れる箇所の真空作用により，吸込口付近の歯溝が油で充満する．歯溝の中の油は，歯車の回転により吐出側に運ばれ，歯車のかみ合いによって押し出される[1)]．

2.3　ギヤポンプの内部隙間の管理方法

効率良く油を吐出するためには，ポンプ内部の吐出側から吸込み側への漏れを抑制することが重要であり，主に次の３箇所の隙間管理が実施されている．

・歯車側面の隙間
・歯車歯先の隙間
・歯車かみ合い部の隙間

歯車側面の隙間管理方法として，プレッシャーローディング方式が一般的である．プレッシャーローディング方式とは，図２に示すように歯車側面に軸方向に稼働できる側板を設け，その背面に吐出圧を導いて歯車側面の隙間を減少させる方法である．側板背面に導く吐出圧の範囲を過大にすると容積効率は増大するが，機械効率は減少し，やがて焼き付

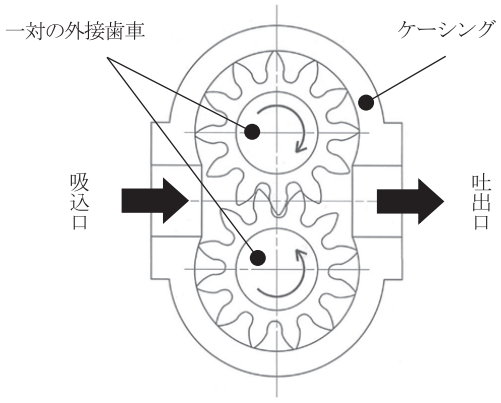


図１　外接ギヤポンプの構造

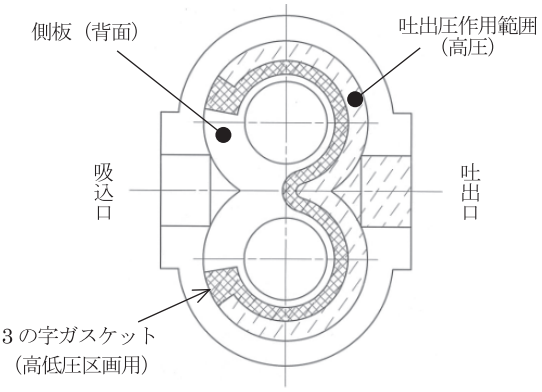


図２　プレッシャーローディング方式

きにいたるため，ポンプ設計において非常に重要な設計パラメータである．

歯車歯先の隙間管理方法としては，ポンプ組立後にならし運転を行い，その運転時にケーシング内壁を歯先で削り取ることにより，最適隙間を得る手法が採用されている．これにより，部品寸法や組立時のバラツキを歯先の切削深さで吸収することができる．また，このとき発生する切粉は作動油と一緒に流出させている．

歯車かみ合い部の隙間管理方法は，歯車の加工精度を向上させることが有効である．一般にインボリュート歯形が用いられることが多く，これは高精度な歯形加工が容易なためである．歯面の仕上げ方法は，シェービング仕上げが一般的であるが，歯面研削をおこなっているものもある．

2.4　吐出流量脈動

インボリュート歯形などの平歯車を採用しているギヤポンプでは，歯車が1回転する間に歯数分だけ油を排出する．この瞬間的に吐出される流量には，図3に示すような周期的な変動（吐出流量脈動）が生じ，それにともない圧力脈動が発生する．この圧力脈動が励振力となり，車両配管系から騒音を発生させる要因となることがあるため，低騒音化のためには吐出流量脈動を低減させることが重要と考えられる．次章では吐出流量脈動の低減手法を用いた低騒音化技術の変遷を紹介する．

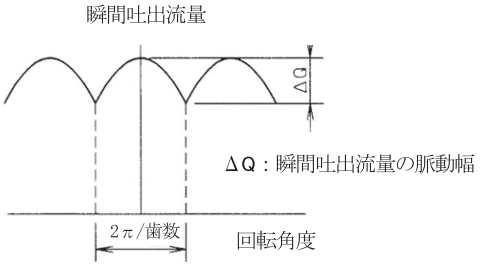


図3　歯車の回転角度と瞬間吐出流量の関係

3．低騒音化技術の変遷

3.1　非対称歯形

一般的にギヤポンプの歯車の歯形には，かみ合い側と非かみ合い側の歯の圧力角が等しい図4のような左右対称の歯形が採用されている．しかし，1970年代に非かみ合い側の歯の圧力角を小さくした図5のような非対称歯形が登場した．非対称歯形では，同じ歯先円直径の対称歯形と比べ，歯溝容積（歯車のかみ合いで形成された閉じた領域）を大きくでき，一回のかみ合いにおける歯溝容積の変化量が小さくなるため，吐出流量脈動を低減することができる．

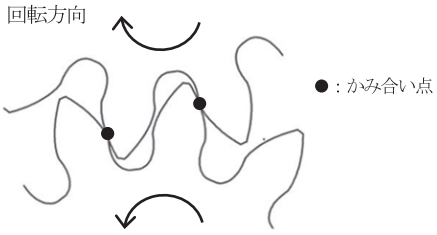


図4　対称歯形ポンプのかみ合い

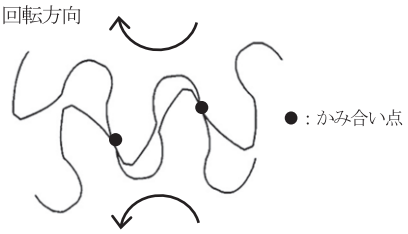


図5　非対称歯形ポンプのかみ合い

3.2　位相差ギヤポンプ

1980～1990年代は，車両の低騒音に対するニーズがさらに高まり，より低騒音なギヤポンプが求められるようになった．この時代に登場したポンプが，位相差ギヤポンプである．位相差ギヤポンプは，図6に示すように2組の歯幅の等しいギヤセットを互いに位相を2分の1ピッチずらして組み合わせ，その吐出油をポンプ内部で合流させているポンプである．この構造を用いることにより，理論的には吐出流量脈動を標準ポンプの4分の1程度にすることが可能である．しかしながら，このポンプはギヤを2組用いるため，部品点数が多くなる弱みがある．

3.3　低脈動ギヤポンプ

2000年代に入ると，機械加工精度の向上が進み，ギヤの寸法精度と組立精度を精密に管理することができるようになった．これより，かみ合い歯面だけ

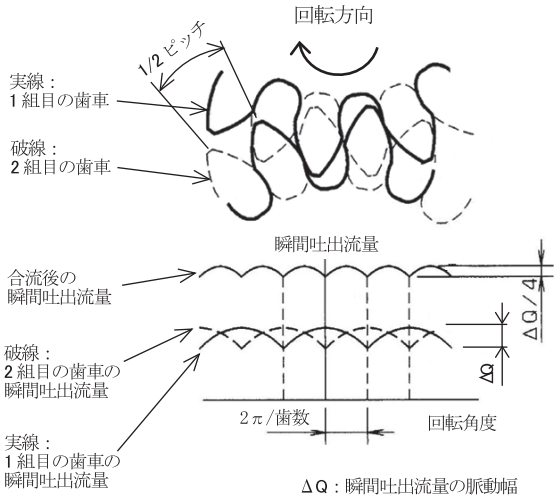


図6　位相差ギヤポンプのかみ合いと瞬間吐出流量

でなく，非かみ合い歯面でも圧力シールをできるようにした低脈動ギヤポンプが開発された．低脈動ギヤポンプのかみ合いとその瞬間吐出流量の波形を図７に示す．低脈動ギヤポンプは歯車のかみ合い歯面に生じる隙間（バックラッシュ）をゼロに近づけたポンプである．バックラッシュが大きい場合と比べ，歯車歯面の接触点が増えるため，図７のように歯車同士がかみ合って閉じ込む領域が分割される．これにより，バックラッシュが大きい場合と比べ，吐出流量脈動が発生する回数は２倍に増えるが，一回のかみ合いにおける歯溝容積の変化量が小さくなり，位相差ポンプ同様，吐出流量脈動は理論的に４分の１程度となる．

3.4　円弧はすばギヤポンプ

2010年頃になると，さらに低騒音性能を実現したギヤポンプとして円弧はすばギヤポンプが登場した．円弧はすばギヤポンプは，図８のような円弧歯形を採用し，回転軸に対して歯すじがつるまき線状の歯車を用いたギヤポンプである．円弧はすばギヤポンプでは歯幅方向の各かみ合い位相の吐出流量が平均化されるため，吐出流量の変動を抑制でき，理論的な吐出流量脈動ゼロも実現可能である．しかし，歯の形状を極めて高精度で管理する必要があることから難易度が高く，高コストになりがちである．また，その難易度の高さから，現状では容積効率のバラツキや歯面の耐久性等に課題が残る．

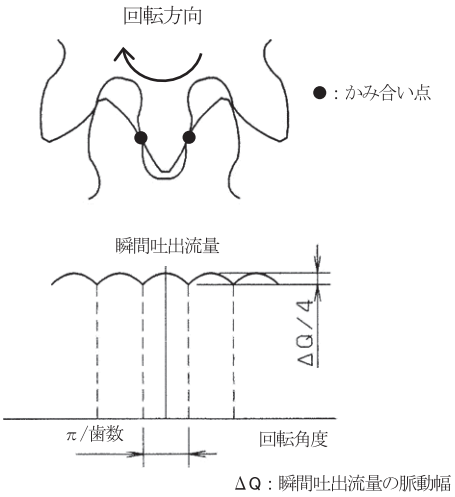


図７　低脈動ギヤポンプのかみ合いと瞬間吐出流量

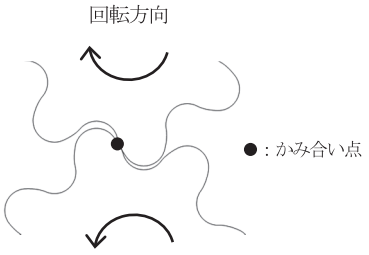


図８　円弧歯形のかみ合い

4．おわりに

外接ギヤポンプの仕組みと低騒音化技術の変遷を紹介した．今後も市場からの低騒音化の要求は，よりいっそう高まっていくことが予想され，当社としても今後のさらなる製品の改良，開発に取り組んでいきたいと考える．

参考文献

1）不二越油圧研究グループ：知りたい油圧基礎編，ジャパンマシニスト社，p. 24-25（1978）

（原稿受付日：2018年10月５日）

解説

油圧ポンプの開発におけるCAEの適用事例

著者紹介

藤井智幸（ふじい ともゆき）

川崎重工業株式会社精密機械・ロボットカンパニー
精密機械ビジネスセンター
技術総括部機器第一技術部HST設計課
〒651-2239 兵庫県神戸市西区櫨谷町松本234番地
E-mail : fujii_tomo@khi.co.jp

2008年カワサキプレシジョンマシナリ株式会社（現川崎重工業㈱）入社，現在に至る．主に建設機械向け油圧ポンプの開発・設計に従事．

1. はじめに

油圧ポンプは，建設機械や産業装置において，油圧モータや油圧シリンダなどのアクチュエータに作動油を供給する心臓部と言える．建設機械や産業装置での低環境負荷，ライフサイクルコスト低減などのニーズにともない，油圧ポンプでは高効率化，低騒音化，信頼性向上などに取り組んできた．

近年は開発期間の短縮や製品品質の向上を目的に開発プロセスのフロントローディングが進んでおり，CAE（Computer Aided Engineering）が広く活用されている．本稿では当社での油圧ポンプ開発におけるCAEの適用事例を紹介する．

2. 油圧ポンプの構造

当社製油圧ポンプの構造を図1に示す．原動機に接続されたシャフトが回転すると，シャフトとスプライン結合されたシリンダブロックが回転する．シリンダブロックには往復運動可能なピストンが挿入されており，シリンダブロック1回転ごとにピストンがシリンダブロックに対して1往復する．ピストンの往復運動により，バルブプレートに設けられた吸入用，吐出用各ポートを介して，作動油を吸入，吐出する．吸入工程では大気圧に近い低圧に，吐出工程では負荷に応じた高圧となる．1回転あたりの吐出容量はスワッシュプレートの傾斜角度を変化させることで，連続的に制御できる．

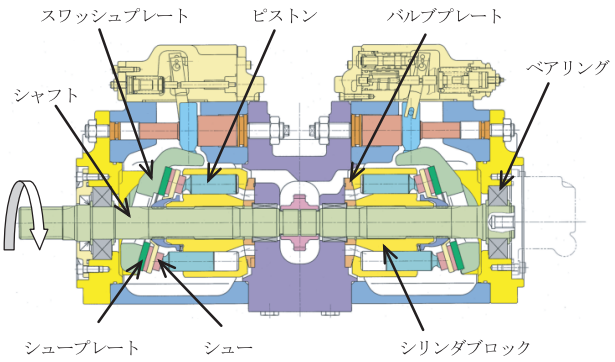


図1　油圧ポンプの構造

3. CAE適用事例

当社の油圧ポンプ開発時のCAE適用事例を以下に示す．

3.1　ケーシング内の撹拌抵抗低減による高効率化

油圧ポンプの効率向上にはポンプ内部で生じるさまざまな損失を低減する必要がある．これらの損失は高圧作動油の漏れ，圧縮などによる容積損失と，しゅう動する部品間の摩擦などによる機械損失に分けられる．このような局所的な現象に対しては，実測とともにCAEを活用することが，現象把握と技術課題の解決に効果的である．

機械損失の1つにケーシング内の撹拌抵抗がある．撹拌抵抗はシリンダブロックやピストンなどの回転体がケーシング内の作動油をかき回す際の流体力による抵抗である．CFD解析を行いて，ケーシング内

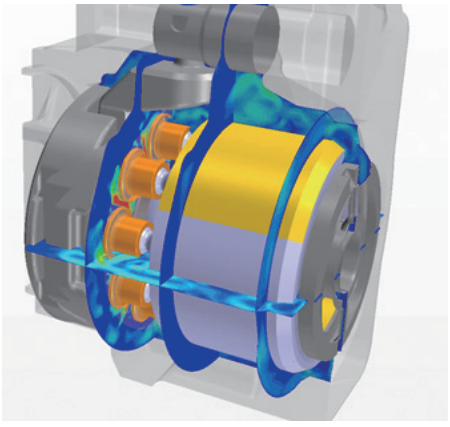


図2　ケーシング内作動油の流動状態

の作動油の流動状態を明らかにすることで，撹拌抵抗の低減に効果的なケーシング形状を設計することが可能となった（図２）．

3.2　ボア内圧力変化低減とケーシング高剛性化による低騒音化

油圧ポンプの内部では作動油の吸入，吐出工程の切り替え時の圧力変化にともなう起振力が発生する．この起振力により，油圧ポンプからは200～300Hzを基本とした，その整数倍周波数の成分を有する騒音が発生する．油圧力に起因する励振エネルギーの発生から，内部部品を介してポンプ全体が加振されるまでのメカニズム解明と騒音低減を，CAEの活用により取り組んだ事例を示す．

油圧ポンプから発生する騒音はつぎの３種類に大別される．

⑴　空気振動に起因する騒音

作動油の吸入，吐出工程の切り替わり時の圧力変化による起振力が油圧ポンプ表面を振動させ，放射騒音となるもの．

⑵　個体振動に起因する騒音

油圧ポンプの振動が，取り付けブラケットなど介して，機械・装置全体を加振することで発生する２次的な騒音．

⑶　流体振動に起因する騒音

油圧ポンプの吐出圧力脈動が，配管中の作動油内を伝ぱんし，機械・装置の別部位を加振して発生する２次的な騒音．

ここでは，内部起振力の低減と，上記⑴に対する取り組み例を示す。

起振力の発生源である作動油の吸入，吐出工程は，バルブプレートのポートにより制御しており，バルブプレートのポート端部にノッチを設けるなどの工夫で，急激な圧力変化を抑制している．１次元解析を用いて，シリンダ，ピストン，バルブプレートをモデル化し，回転数や圧力で複雑に変化するシリンダボア内の圧力波形を明らかにした（図３）．本解析技術の活用により，圧力波形の適正化に効果的なバルブプレートのポートや，ノッチ形状を検討できるようになった．

また，内部起振力によるポンプ全体の加振現象を図４に示すモデルの振動解析で評価したところ，高次成分の振動は主にポンプケーシング面外変形に起因していることが判明した．そこで，図５に示すポンプケーシングの固有振動数解析を実施し，ポンプケーシングの軽量化と高剛性化の両立を行った．このような取り組みにより，起振力の抑制と，振動伝達特性の最適化により低騒音化を実現した．

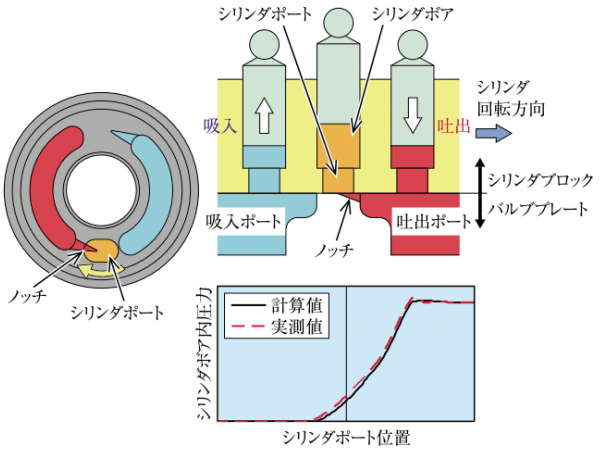


図３　シリンダブロックボア内の圧力波形

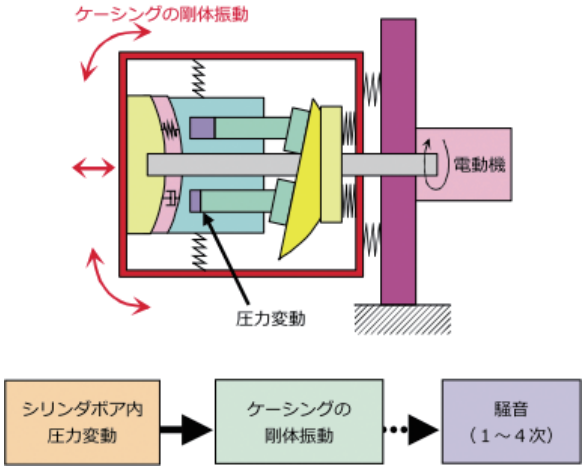


図４　ポンプ内部の起振力とポンプ全体の振動解析モデル例

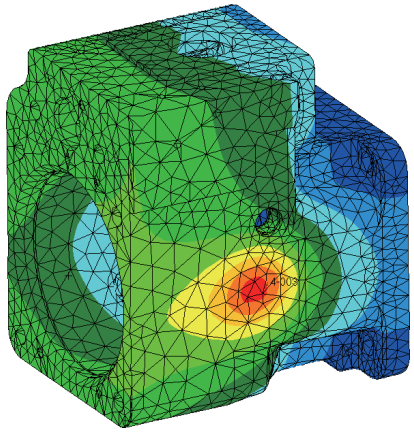


図５　ポンプケーシングの固有振動数解析例

3.3　耐エロージョン特性とロータリ安定性の向上による信頼性向上

新規開発された油圧ポンプの信頼性は，試作品による評価試験で確認されることが一般的である．信頼性に関わる評価試験は，長期の耐久試験を実施することも多く，試験段階で手戻りが生じると，試作品の再製作や再試験が必要となるため，開発期間や開発コストの増大につながる．評価段階での手戻り

を削減し，効率的な製品開発を行うためには，高精度な事前検証技術の確立が必須である．

3.3.1　キャビテーション抑制による耐エロージョン特性の改善

ピストンポンプでは，吸入，吐出工程を切り替えるバルブプレートやシリンダボア内面など，圧力変動にさらされる部位にキャビテーション・エロージョンが生じることがある．キャビテーション・エロージョンが発生すると，コンタミネーションの増加による作動油清浄度の悪化や，製品性能，強度が低下する恐れがある．設計段階でキャビテーションの検討を行うためには，シリンダボア穴内の容積や圧力変化，作動油の流動状態など，複雑な現象を把握する必要がある．そこで，図６に示すCFD解析を実施し，稼働中のシリンダボア内の圧力変化を再現した．本解析技術を活用し，バルブプレートのノッチ形状やボア内の流動状態を改善することでキャビテーションの抑制を行った．

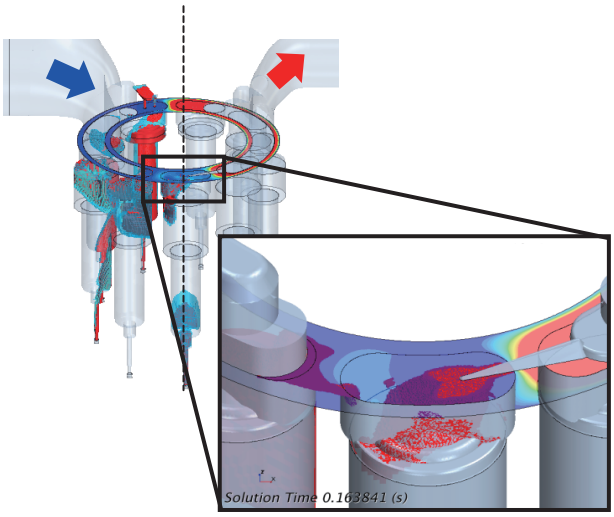


図６　シリンダボア内の圧力変化

3.3.2　シュー浮き上り抑制によるロータリ安定性の向上

油圧ポンプの稼動時は，シリンダの回転にともない，シューはシュープレート面上をしゅう動する．シューパッド面とシュープレートは吐出圧力を用いた静圧軸受構造となっており，焼き付きや摩耗を抑制している．この時，吐出圧力の急激な変化や，回転による遠心力，ピストンの往復運動で生じる慣性力などでシューがシュープレートから浮き上り，不安定な挙動となることがある．浮き上ったシューが再びシュープレートに接触する際に生じる衝撃力は信頼性低下の要因となるため，シューの浮き上りを抑制する必要がある．図７に示す機構解析を用いて，シューの浮き上り現象を再現し，影響する設計パラメータの検討に活用している．

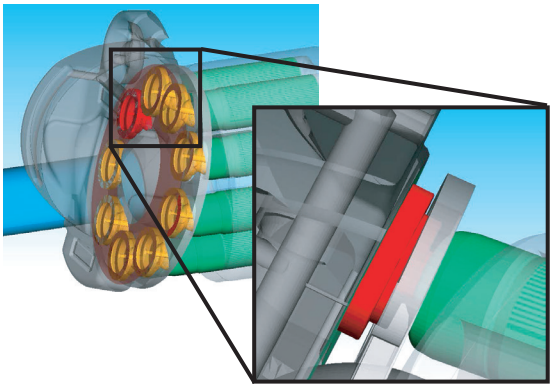


図７　稼動中のシューの浮き上り現象

4. おわりに

本稿では，当社の油圧ポンプ開発におけるCAE適用事例の一部を紹介した．建設機械や産業装置の性能向上にともない，油圧ポンプに対する高効率，低騒音，高信頼性への要求はますます強くなっている．油圧ポンプへの要求仕様が高くなるにつれ，技術課題は年々高度，複雑化している．CAE技術の活用は，従来は把握が難しかった局所的，動的な現象も，詳細に把握できるため，技術課題の解決に有用である．また，CAEにより事前検証精度は飛躍的に向上しており，設計プロセスのフロントローディングに対しても不可欠なツールとなっている．一方，しゅう動，すき間流れ，機構などの連成問題の現象把握に対しては，さらなる解析技術の向上が望まれる．

今後もCAE技術と，その裏付けとなる計測技術のさらなる高度化により，開発期間の短縮と，製品品質の向上が期待される．

参考文献

1）駒田浩一，嶋崎裕史，大西正貴：建設機械用油圧ポンプ「K7Vシリーズ」の開発，川崎重工技報，168号，p. 6-9（2009）
2）和田，野村，東，森橋，堺，大野，玉島，吉村，上田：油圧ポンプの高効率化への取り組み，川崎重工技報，168号，p. 10-13（2009）
3）大西，吉村，和田，田口，梅田，織田，大見，中川：油圧ピストンポンプの低騒音化技術，川崎重工技報，156号，p. 14-17（2004）

（原稿受付：2018年11月19日）

解説

高剛性作動油の特徴と効果

著者紹介

永井利幸（ながい としゆき）
出光興産株式会社
〒100-8321 東京都千代田区丸の内３－１－１
E-mail : toshiyuki.nagai@idemitsu.com

2011年4月に出光興産へ入社．2015年より，油圧作動油のチーフエンジニアとして，現在に至る．日本トライボロジー学会会員．

1. はじめに

油圧システムは高い出力密度と優れた応答性により建設機械を始め，多くの産業機械に適用されている．その油圧システムの中で，作動油は圧力伝達媒体としての役割のほか，潤滑性や防錆性などの特性によって，ポンプやシリンダ，各種バルブ類などの機械部品を保護して油圧システムの長期安定稼働を支えている．作動油も気体と同じよう，圧力によって体積収縮し，それが応答の遅れやエネルギー損失となる．油圧システムの出力密度をさらに高めるには高圧化が求められるが，作動油がより高圧下で使用される場合，作動油の圧縮性による損失や応答遅れが無視できなくなる．そこで，圧力印加にともなう体積収縮が少なく応答性が速い，高い体積弾性係数を有する「高剛性作動油」が開発されており[1)]，その特徴と効果を紹介する．

2. 高剛性油の利点

高剛性油は，油の体積弾性係数（K）が高いことによって特徴づけられる．

dP＝K（dV／V）

dP：増加圧力
K　：体積弾性係数
dV：変化した体積
V　：増加前圧力での体積

作動油のK値が油圧特性向上に寄与する効果について，理論計算を行った結果を要約すると以下のとおりである．

①20MPa以下の低圧では，流体の実効K値を低下させる外的要因（気泡，管壁膨張）の影響が大きいため，高K値の作動油を使用するメリットは小さい．
②一方，20MPa以上の高圧では，管壁が厚くなり，気泡サイズも小さくなるので，その影響は小さくなり，高K値作動油を使用するメリットは大きい．

圧縮による油の体積減少率はΔP/K，体積減少による圧縮エネルギー損失率はΔP/(2K）で表される．図１に示したとおり，高剛性油を使用することで，鉱物油に対して，30％の省エネルギーが期待できる．また，油圧サーボ制御回路に用いた場合，20％の性能向上が期待できる．

以上のように，高剛性油の高い体積弾性係数を生かす使い方や機器設計をすれば，省エネルギー，応答速度，精密制御安定性において，理論的には油圧機器の性能向上が図れる．

① 圧縮エネルギー損失の低減
圧縮による油の体積減少率＝ΔP/K（%）
圧縮によるエネルギー損失率＝ ΔP/2K（%）

鉱物油（K:1.4GPa）を、50MPaで使用すると、
→0.05/1.4=3.6%収縮　→1.79%のエネルギー損失
高剛性油（K:2.0GPa）を使用すると、
→0.05/2.0=2.5%収縮　→1.25%のエネルギー損失
⇨鉱物油に対し30%の省エネルギー

② 応答性および安定性（制御精度）の向上
システム制御ループの、固有振動数ω0 and D ∝$K^{1/2}$

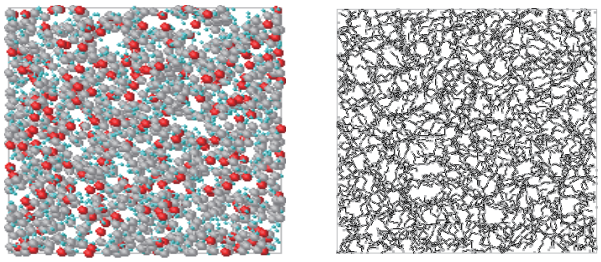
鉱物油（K:1.4GPa）を高剛性油（K:2.0GPa）に変更すると、
$(2.0/1.4)^{1/2}$= 1.20　⇨　20%性能向上

図１　高剛性油使用によるメリット

3. 高剛性油の特徴

3.1 分子設計と体積弾性係数

高剛性油は，図２に示す分子動力学シミュレーションによる分子設計と有機合成技術により，分子間の隙間を小さくし，油の体積収縮余地を狭めている．開発した高剛性油は図３に示すとおり，鉱物油や代表的な合成油であるPAO（Poly Alpha Olefin）と比べて著しく高い体積弾性係数を示すことがわかる[2)3)]．



(a)　高剛性油
(High Bulk Modulus Fluid)

(b) PAO
(Poly Alpha Olefin)

図２　分子動力学シミュレーション結果

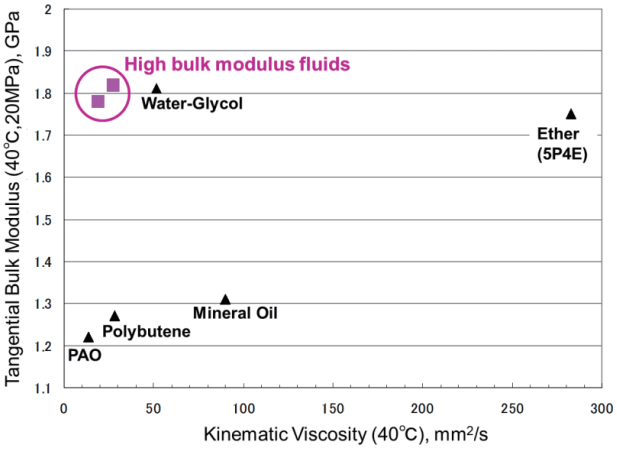


図３　各油の体積弾性係数と動粘度比較

3.2　ガス溶解度

高剛性油は分子間の隙間の小さいことから，空気などのガス溶解度が小さいことが予想される．ガス溶解度装置を用いて測定した窒素ガス溶解度の比較を図４に示す．高剛性油のガス溶解度は非常に小さく，鉱物油よりも１桁以上小さい値であった．ガス溶解度が小さければ，圧力変化にともなう溶解ガス放出によるキャビテーションが抑制でき，油剤の長寿命化やキャビテーション壊食による材料腐食の抑制などが期待される[3]．

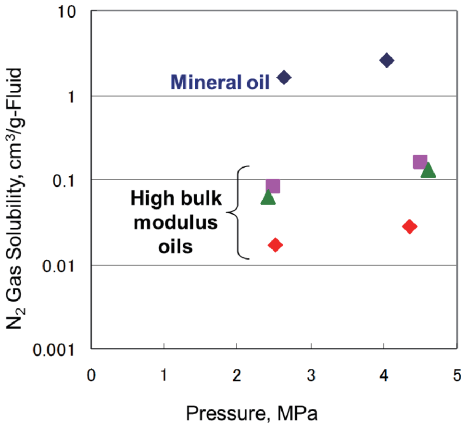


図４　窒素ガス溶解度計測結果

4.　高剛性油の性能

4.1　省エネルギー性

図５に示す油圧回路図の装置にて，吐出圧力30MPaの条件で吐出流量および漏れ流量を計測した．２種類の油によるポンプの機械効率が同じと仮定すると，ポンプ圧力を一定に設定すれば，モータがポンプに与える機械エネルギーは一定になる．本実験においては同じ粘度の時，ポンプの漏れ流量はほぼ等しかったことから，圧縮エネルギー損失の差が吐出流量の差となって現れる．

図６に示すように高剛性油は鉱物油に比べて吐出流量が約２％増加することがわかった．このことから，圧縮エネルギー損失の低減に高剛性油が有用なことが確認できた[4]．

図５の実験において，ポンプ吐出側油温をポンプ内部漏れ油ドレインポートで，ポンプ吸入側油温をタンク吸込み口で計測した．油温計測結果を図７に示す．高剛性油のポンプによる油温上昇は約21℃であり，鉱物油の油温上昇約26℃に対して約20％低い．これは，高剛性油の体積当たりの熱容量が，鉱物油と比べて約20％大きいことが要因と推察している．このことから，高剛性油は油温制御の面でも有利であると考えられる[4]．

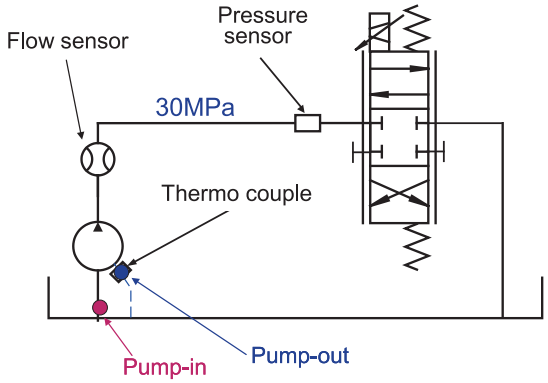


図５　ポンプ効率評価用油圧回路図

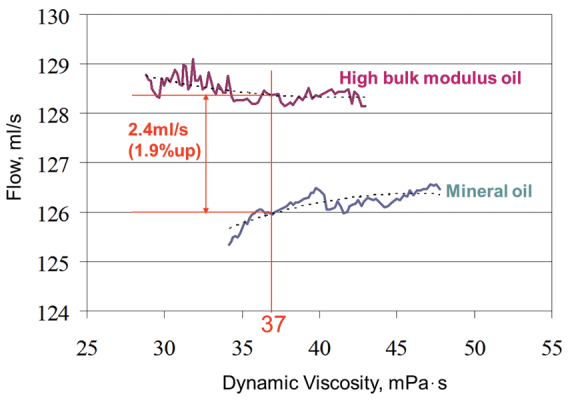


図６　ポンプ吐出流量評価結果

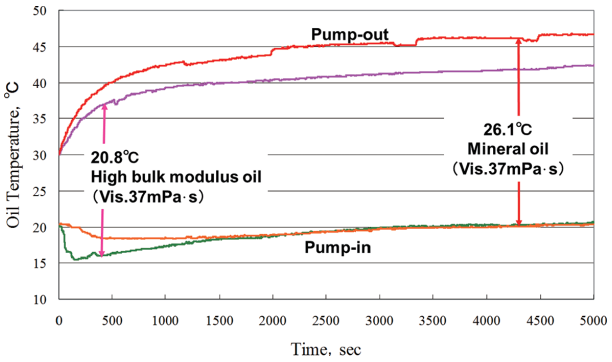


図７　ポンプ吸収，吐出油温計測結果

4.2　応答性

表１に示した供試油を用い，図８に示す油圧回路図の装置にて応答性を評価した．なお，高剛性油と鉱物油は密度が大きく異なり，試験油温における絶対粘度を一致させて評価した．

図９に圧力応答性，図10に位置決め応答性の評価結果を示す．圧力応答性については，鉱物油は30MPaに達するのに140msec要するのに対し，高剛性油は120msecで達することから14％の改善が認められた．位置決め応答性に関しても，7.5mm移動するまでに鉱物油では245msecかかったのに対し，高剛性油では220msecで達したことから10％の改善が認められた[5]．

表１　評価に用いた油の性状

項目	単位	鉱物油（Mineral Oil）	高剛性油（High Bulk Modulus Fluid）
密度（15℃）	g/cm³	0.856	1.16
体積弾性係数（40℃，35MPa）	GPa	1.41	1.82

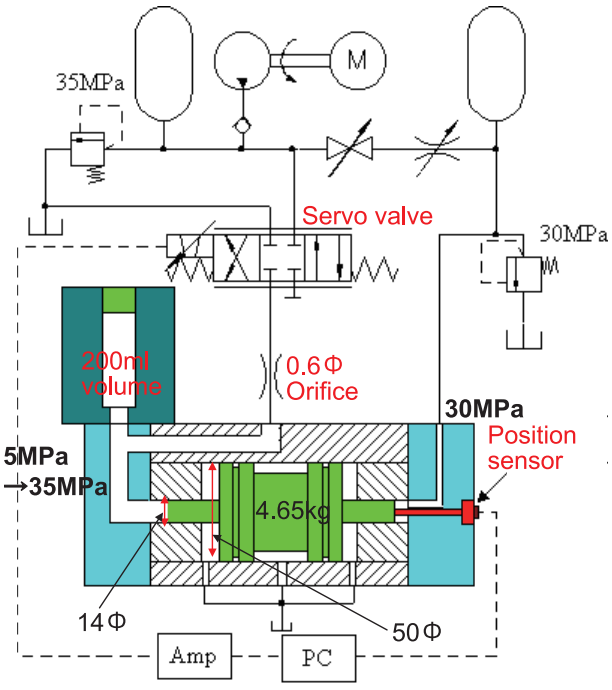


図８　圧力応答性評価用油圧回路図

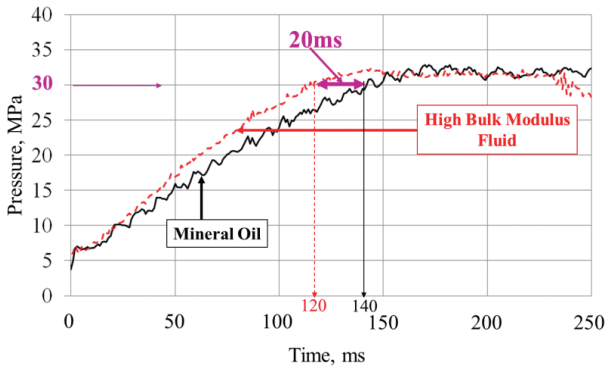


図９　圧力応答性評価結果

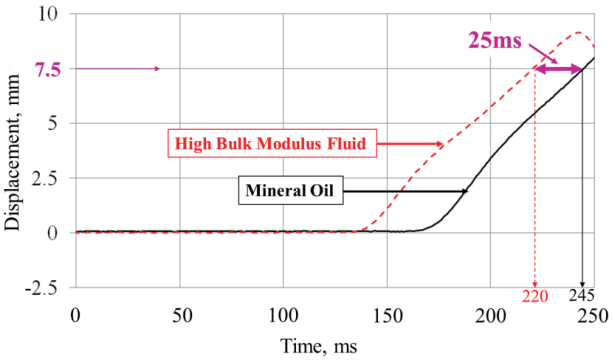


図10　位置決め応答性評価結果

5.　酸化安定性

一般的に使用されている非亜鉛系耐摩耗性作動油と同等の添加剤処方にて，酸化安定性と耐摩耗性を評価した．JCMAS P045で規定される高圧ピストンポンプ試験にて酸化安定性を評価した際の試験前後の油剤性状を表２に示す．高剛性作動油は，酸価上昇が見られるものの，JCMAS基準値内であり問題ないといえる．また，ミリポア値やRPVOT値から，高剛性作動油は鉱物油作動油と同等の酸化安定性を有しているといえる[6]．

表２　酸化安定性評価結果（JCMAS P045）

項目	単位	高剛性油		鉱物油	
試験時間	時間	0	500	0	500
酸価	mgKOH/g	0.68	1.68	0.14	0.17
色（ASTM）	–	L0.5	L5.0	L0.5	L4.0
ミリポアフィルター（0.8μm）	mg/100ml	0.2	8.4	0.0	6.4
RPVOT	分	1179	535	539	190

6. おわりに

高剛性作動油を用いることで，油圧システムの省エネルギー性，応答性，精密制御性を改善できる可能性があることを述べた．本誌で紹介できなかったが，CCEFP（Center for Compact and Efficient Fluid Power）のプロジェクト「Energy Efficient Fluids」の評価結果において，漏れ流量の低減も報告されている[7]．

課題として，一部のシール材との適合性が悪く，シール材を適切に選択する必要がある．また，合成油であるがゆえに鉱物油系に比べると油剤コストが高くなるとともに，油圧システム自体の剛性が低ければ効果が発揮できない可能性もある．本油の特長をいかすには，最適な油圧システムの設計が必要である．そのため，機器メーカーとも連携しながら作動油を開発することで，油圧システムのさらなる発展に貢献していきたい．

参考文献

1）S. Aoki et al., “Development and Characteristics of High Bulk Modulus Oil”, STLE 2016 annual meeting, Las Vegas, P. 52（2016）

2）坪内俊之・上村秀人・篠田実男：“高剛性油圧作動油の開発研究”，平成19年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集，P. 167-169（2007）

3）T. Tsubouchi and J. Shinoda,“Characterization of Oily High Bulk Modulus Fluid”Tribology Online, Vol. 5, No. 5, P. 230-234（2010）

4）T. Tsubouchi and J. Shinoda,“Practical Performance of High Bulk Modulus Oil” Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, P. 546-549（2011）

5）留滄海・他：“高剛性作動油による油圧サーボシステムの性能向上（第1報 圧力応答の向上）”，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42，No. 2，P. 25-30（2011）

6）T. Tsubouchi and J. Shinoda,“Practical Performance of High Bulk Modulus Oil” Journal of Mechanics Engineering and Automation Vol. 12, No. 2, P. 119-123（2012）

7）S. Mettakadapa, S. Aoki, P.W. Michael et al.,“A Fluid Property Model for Piston Pump Case Drain and Pressure Compensator Flow Losses” 2015 Proceedings of the ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control（FPMC2015），FPMC2015-9515, P. V001T01A009（2015）

（原稿受付：2018年10月9日）

解説

建設機械用油圧ポンプの搭載関連技術

著者紹介

宇佐美（うさみ）　秀明（ひであき）

㈱小松製作所開発本部油機開発センタ
〒323-8558 栃木県小山市横倉新田400
E-mail : hideaki_usami@global.komatsu

2006年明治大学大学院理工学研究科修士課程修了．同年㈱小松製作所入社，現在に至る．油圧ポンプ，モータの研究，開発に従事．

1. はじめに

幣部油機開発センタのポンプ開発部門では，ギヤポンプ，ピストンポンプを開発，設計している．ピストンポンプは，ギヤポンプに対して容量可変式であり，より高圧領域に対応できる利点から，幣社製の多くの建設機械に使用されるようになり，建設機械のモデルチェンジに合せてポンプ容量，系列も増えてきた．従来から幣部では車両開発部門の要求仕様を受け，同時に新規織込み技術を提案，協議しながら新規車両，搭載油圧機器，油圧システムの開発をしてきた．一例としてフォークリフト向け油圧システムの開発では油圧機器開発のみでなく，新規車両システムの提案と構築，近年では建設機械用油圧機器最適化，油圧機器性能・耐久性をより発揮させるために，車両の油圧システムから油圧機器関連の部品デザイン（図1，2）までを見るにいたってきた．

本記事ではポンプ関連技術として，ポンプ性能，油圧システム全体性能を高めるために，車両開発部門とともに取り組んできた内容について述べる．また，筆者の経験上，油圧ピストンポンプに関する技術動向を中心に触れていくこととする．

2. ポンプ周りの関連技術

ポンプは油圧システムにおいて最上流部である油圧源という立場から，車体部品との関係性は非常に重要である．油圧に関連する事項に限って（車両仕様・構造に依存する作動油種・動粘度・応力・振動は省いて），ポンプ性能・耐久性を発揮させるうえ

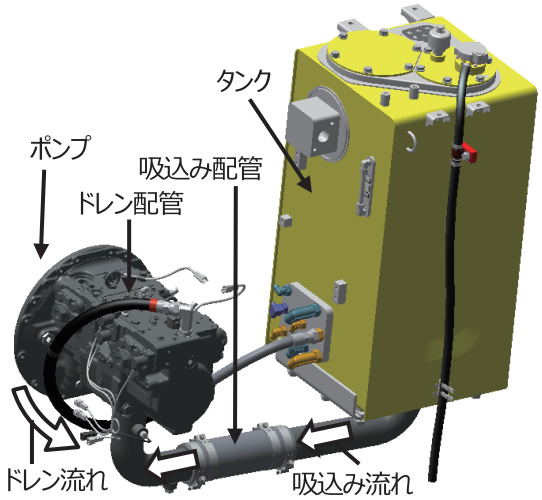


図1　ポンプ周りの部品

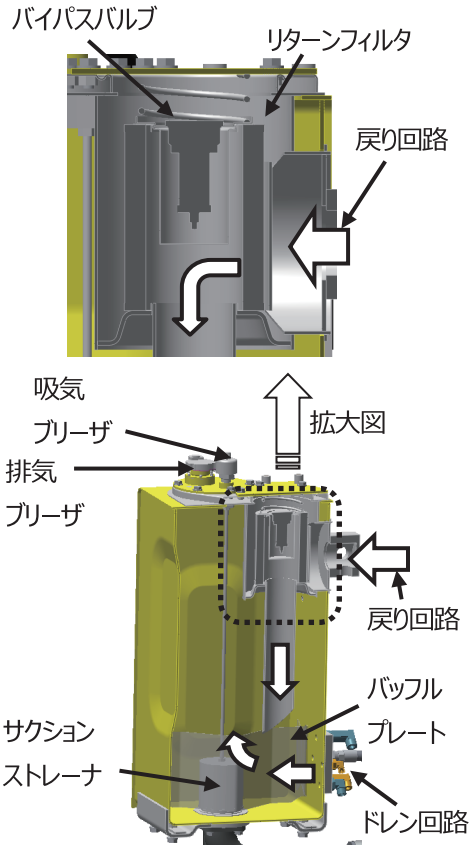


図2　タンク内部品

で大事なのは
①作動油の清浄度が維持されている（汚染度）
②ポンプ吸込み圧が規定圧以下にならない
③ポンプ吸込み回路にエアがない（エアレーション）
④ポンプケースドレン圧が低い
である．大きく分けると，上記４つのみだが，車両上の影響する部品，部位は多岐にわたる[1)]．幣部では上記に携わる項目（図３）を車両開発部門とダブルチェックし，幣部からもデザイン形状を提案，車両性能向上，油圧機器の車両最適化を目指している．本文では近年携わった吸込み回路内のエアの解析，フィルトレーションの改善を中心に紹介していく．

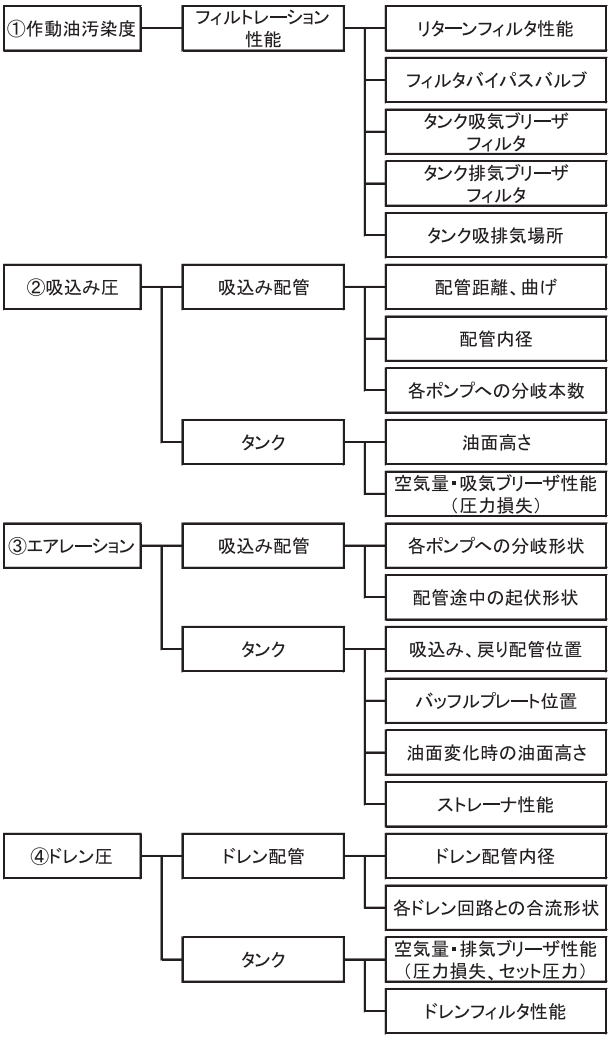


図３　ポンプ性能に関連する車体技術

3. 吸込み回路のエア

3.1　吸込み回路のエアをなくす技術

吸込み配管内に入ってきたエア，配管内で析出したエアはキャビテーションを発生させ，ポンプの耐久性低下，異音の発生を招く．タンク，吸込み配管にエアが入る要因は，
・タンク内部の消泡性能が低い
（タンク内に入ってきたエアが消えにくい）
・吸込み配管で圧力損失が大きく負圧になりやすい，エア溜りしやすい起伏がある
といったことが上げられる．

タンク消泡性を良くする方法として下記項目を注意している．
・戻り回路部，ドレン回路部とサクションストレーナの距離を遠くする．
・バッフルプレートなどによって，エアを含んだ戻り流量，ドレン配管からのドレン流量がすぐにサクションストレーナから吸われないように流れを誘導する．
・傾斜地でタンクが傾く，また油面が波打った時にも同様にエアを吸い込まないか確認する．

一方，吸込み配管で圧力損失をさける，エアをなくすようにするために下記項目を注意している．
・配管内径を大きく，配管曲げ角度を少なくし圧力損失の発生を避ける
・配管途中起伏形状によってエア溜まりが発生してしまうことを避ける
・複数のポンプに配管している場合，エアが特定のポンプにだけ流れていくことはないか，圧力損失が発生しやすい状況がないかを確認する

幣部では，タンク消泡性，吸込み配管で発生する圧力損失，エアの挙動を流体解析によって確認している．次項でエアレーション挙動を解析した例を紹介する．

3.2　タンク内エアの軌道解析

タンクに対して幣部でエアの挙動を解析した例を紹介する．本件は吸込み配管にエアが吸い込まれていた現象に対し，タンク内配管を変更し改善している．タンク内でのエアの挙動解析有効性を確認するため，対策前後のタンク内エア挙動解析を実施し，解析の有用性を確認した．

改善前配管に対し，改善後は戻り配管１，２の出口向きを変え，ポンプサクションストレーナとは逆

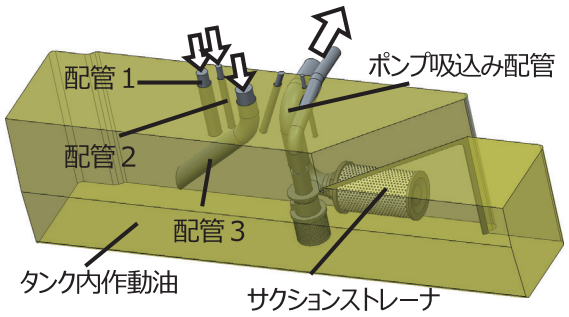


図４　改善前タンク内配管形状

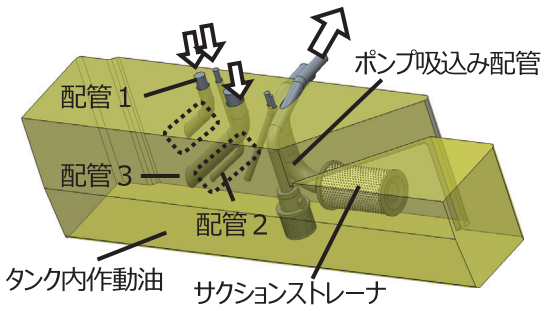


図５　改善後タンク内配管形状

向きに油を流すことを狙っている．

解析では操作中のタンクへの戻り流量変化を入力条件とし，図６に見られるタンク内エアの軌道を確認した．改善前タンク解析結果では，サクションストレーナ近くにエア軌道が多く，エアがサクションストレーナから吸われやすい現象が見られた．改善後タンク解析結果では，サクションストレーナ近くのエア軌道が少なく，タンク端にエア軌道が多く，エアがサクションストレーナから吸われにくい現象が確認できた．

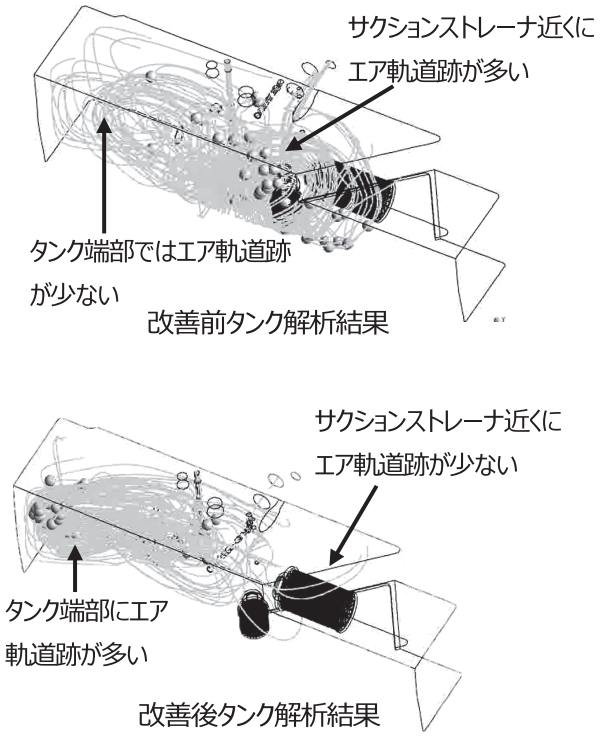


図６　タンク内エア軌道解析結果

3.3　吸込み配管内エアの軌道解析

つづいて，吸込み配管に対して幣部でエアの挙動を解析した例を紹介する．図７にタンクと３つのポンプにつながる吸込み配管のモデルを載せる．本車両ではポンプ回収調査時，特定のポンプにエアレーション不良によるエロ―ジョン傾向が見られた．そこで，エアが発生してしまった場合，特定のポンプにエアが集中的に流れていくことがないかを解析，分析した．解析では３種類の車体操作パターンに合わせて３つのポンプの吸込み流量をそれぞれ設定し，解析を実施している．

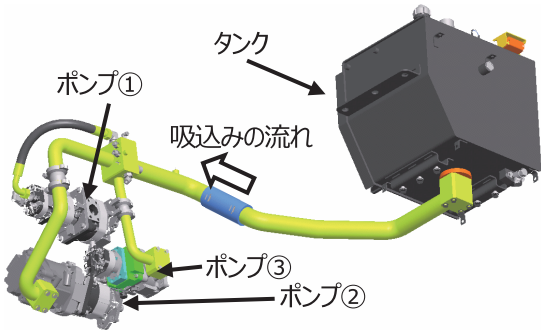


図７　解析対象の吸込み配管

図７の吸込み配管のエア挙動解析結果を図８に載せる．操作パターンA，Bの改善前はポンプ①，ポンプ②にエアが多く吸われていた．また，操作パターンCの改善前はポンプ②のみにエアが多く流れてしまう結果が得られ，操作パターンにより特定のポンプにエアが流れてしまうことがわかった．

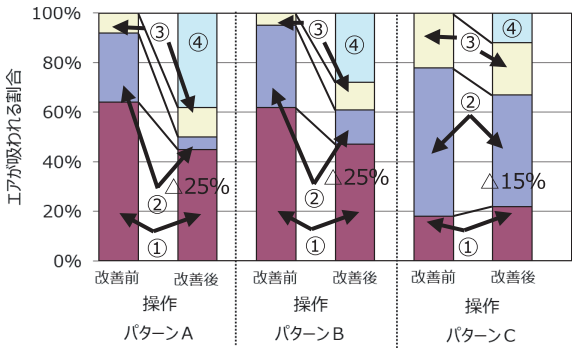


図８　改善前後の解析結果比較

改善案として，エアへの耐性が強い軽負荷ギヤポンプの配管を各ポンプ分岐前の配管上面に追加し（図９），エア発生時の改善効果を確認した．

解析結果を図８各操作パターンの改善後項目に載せる．操作パターンA，Bではポンプ④により，ポ

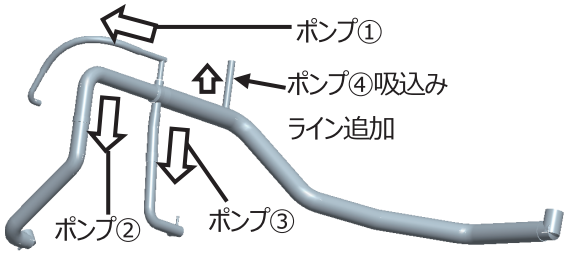


図９　改善案を入れた吸込み油路モデル

ンプ①，②共にエアを吸込む割合を15～23%減らす効果がみられ，操作パターンCではポンプ②に行くエアの割合を15%減らす効果を確認した．

4. フィルトレーションの改善

4.1 リターンフィルタ

弊社のタンクでは戻り流量が戻ってくる部分にフィルタを置いており，これをリターンフィルタと呼んでいる（図２）．フィルトレーション性能（作動油の自浄性能）に一番寄与するリターンフィルタは油中異物をキャッチする最後の砦となっているが，大流量を流すため，油中異物をキャッチしていくと圧力損失が発生する．弊部では各車体のフィルトレーション改善に取組み，一環としてリターンフィルタの性能向上を進めている．図10は従来のリターンフィルタとろ過材を変更した新規リターンフィルタの異物捕獲量（目詰まり）によるフィルタ前後差圧増加傾向を比較したグラフである．グラフから従来のリターンフィルタに対して，新規リターンフィルタは異物を捕獲したときのフィルタ前後差圧増加量が減っていることがわかる．

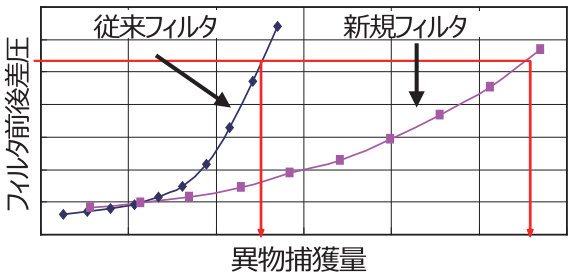


図10　フィルタの圧力損失比較

4.2 バイパスバルブセンサ

前述のようにリターンフィルタは異物捕獲量が上がると，フィルタ前後ラインに差圧が発生，フィルタの破損，戻り配管ラインの圧力上昇につながる．これを防ぐため，リターンフィルタにはバイパスバルブが付いている（図２）．バイパスバルブはフィルタ前後に一定以上の差圧が立つと戻り流量をリターンフィルタを通過させずに流す．（図11）この場合，戻り流量の汚染度が改善されない状態でポンプ吸込み回路に入ってしまうため，油圧システム全体の寿命低下につながる．弊部ではバイパスバルブの開口を調べるバイパスバルブセンサ（図12）を製作し，各車体でバイパスバルブが開くシチュエーションを確認している．また，バイパスバルブセンサは一部機種で量産採用され，バイパスバルブの開放有無が確認できるようになっている．将来的にはバイパスバルブセンサを通して，リターンフィルタ

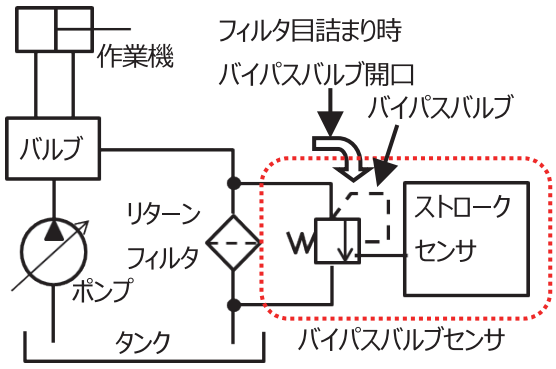


図11　フィルトレーション簡易回路図

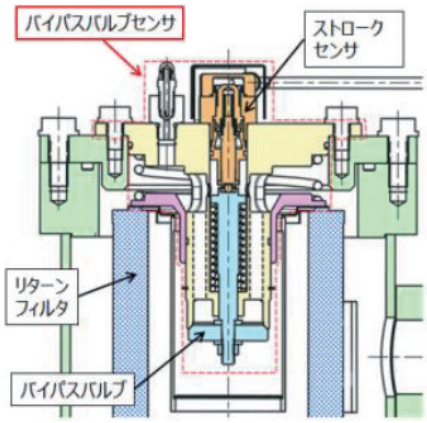


図12　バイパスバルブセンサ装着図

の目詰まり状況を監視，フィルタの適切な交換時期の把握ができるようになると考えている．

5. おわりに

油機は車体での搭載条件やお客様の使用条件によって本来持っている性能，耐久性を発揮できない恐れがある．油圧ポンプの場合，特にタンクの性能，吸込み配管の形状は非常に重要である．弊部では油圧技術者が車載条件を車両開発部門と一緒に検討しており，ポンプ形状を車載最適化するためにどうすればよいのか，またタンク形状，吸込み配管形状について問題ないかを常に協議し，必要があればポンプ構造変更や耐久性向上を図ってきた．これからも，油圧ポンプ単体の性能を最大限に発揮できるように，車両開発部門と協力し，コンポーネント設計者の目線からも車体全体の最適化を目指した設計をすることが重要だと考えている．

参考文献

1）高，建設機械の作動油タンク，フルードパワーシステム，Vol. 41，No. 6，p. 389-393（2010）

（原稿受付：2018年11月13日）

会議報告

日本機械学会2018年度年次大会における フルードパワー技術研究

著者紹介

脇元修一（わきもと しゅういち）

岡山大学大学院自然科学研究科
〒700-8530 岡山県岡山市中区津島中３－１－１
E-mail : wakimoto@okayama-u.ac.jp

2007年岡山大学大学院自然科学研究科博士後期課程修了．同大学助教を経て，2011年同大学准教授，現在に至る．空気圧ソフトアクチュエータの開発とその応用に関する研究に従事．日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会，日本ロボット学会などの会員．博士（工学）．

1. はじめに

日本機械学会2018年度年次大会が関西大学千里山キャンパスにて「多様化する社会・技術への機械技術者の挑戦」という大会テーマのもと９月９日～９月12日の日程で開催された．学術講演発表は９月10日～ 12日の３日間で実施され，約1,300件の講演が行われた．DVD論文集には論文題目の検索機能があり，空気圧，油圧，水圧，機能性流体に関連する用語をさまざまに検索した結果，流体で35件，空気圧（空圧）で７件，水圧で２件，磁性（磁性粘性）流体で２件となり，多くの講演でフルードパワー関連の内容が発表されたと推察する．しかしながら，講演は41室に分かれて行われ聴講可能な発表の割合はわずかであったため，大会全体でのフルードパワーの研究動向に言及することが難しいことをご容赦いただきたい．

筆者は機素潤滑設計部門主催のアクチュエータに関する講演が多く行われるセッションを聴講した．本報告では同部門が開催した基調講演，先端技術フォーラム，次世代アクチュエータシステム（機素潤滑設計部門とロボティクス・メカトロニクス部門のジョイントオーガナイズドセッション）で発表が行われたフルードパワーに関する研究を紹介させていただく．写真１，写真２はそれぞれ学会会場であった関西大学千里山キャンパスと次世代アクチュエータのセッションでの講演の様子である．

写真１　関西大学千里山キャンパス

写真２　講演発表の様子

2. フルードパワーに関する講演

2.1　基調講演

基調講演では徳島大学，高岩氏が「空気圧駆動によるヒューマンサポートシステムの構築」の題目で講演された．

油圧や電磁モータとの比較を交えながら空気圧の特性や制御系の構築手法についての説明が行われた後に，福祉機器を主とし，空気圧（一部では水圧）を利用したさまざまな装置の開発についての発表が行われた．手首のリハビリを目的とした空気圧シリンダを用いたパラレルマニピュレータ，装着者の体重を利用することでコンプレッサを用いない空気圧式歩行支援シューズなどが紹介された[1)]．

2.2　先端技術フォーラム

先端技術フォーラムは「ソフトロボティクスのためのアクチュエータ技術とその応用」というフォーラムテーマのもと，下記の４件の講演が行われた．

(1)　東京電機大学，山田氏，蠕動運動×ソフトアクチュエータの可能性～固体ロケット燃料製造や管内検査の実現～

軸方向に繊維強化したラバーによる空気圧ソフトアクチュエータの基礎特性と応用に関する発表がなされた．アクチュエータを直列に配置し位相差をつけて駆動することで蠕動運動を実現している．ミミズの蠕動運動を模倣することで配管内移動点検ロボットを，大腸の蠕動運動を模倣することで，ロケット用固体燃料の製造・搬送を実現する蠕動運動型混合搬送機を開発している[2]．

⑵　滋賀県立大学，西岡氏，極めて軽量なソフトアクチュエータの開発と福祉ロボットへの応用例

高分子フィルムで空気室を構成した極軽量のソフトアクチュエータに関する発表が行われた．ゴム材料で構成される空気圧ソフトアクチュエータと比較し，軽量・低圧駆動・低剛性という特長を有する．本アクチュエータはアクティブなコルセットや障害児用歩行器への適用が行われている[3]．

⑶　岡山理科大学，赤木氏，柔軟空気圧アクチュエータの開発とウェアラブル制御機器への応用

柔軟チューブとアクリル樹脂製のスライドステージから構成されるロッドレス柔軟空圧シリンダが開発されており，手首を含めた上肢全体に他動運動を誘導するリハビリテーション機器へ適用されている．また，極めて低価格に製作が可能な振動モータを利用したOn/Off弁や屈曲チューブを用いたサーボ弁が開発されている[4]．

⑷　東京工業大学，塚越氏，生物の動きに学ぶ流体駆動ロボット

生物のようなスリムで柔軟なボディを有する流体駆動の種々のメカニズムが紹介された．タコやミミズなどの柔軟生物の動作を参考とすることで高い運動性能を有する柔軟な機構が構築されている．応用分野は管内移動ロボット，レスキュー用探査機，医療内視鏡用ツール，褥瘡（じょくそう）予防装置など多岐に渡る．いずれのメカニズムも柔軟材料と流体の特性を巧みに利用することで空気圧配管やバルブなどの簡素化や省略が実現されている[5]．

2.3　次世代アクチュエータシステム

本セッションでは13件の講演が行われた．そのうちフルードパワーに関するものは２件であった．

⑴　大阪工業大学，青山氏，ソフトアクチュエータによる拇指関節の他動運動訓練装置に関する研究

空気圧で駆動するソフトアクチュエータを用いた拘縮予防のための関節可動域訓練装置を開発している．アクチュエータの形状改善による装置の性能向上が実験的に示されている[6]．

⑵　横浜国立大学，佐藤氏，耐圧薄肉金属ベローズ空気圧アクチュエータを用いた可変減衰力ダンパーの開発

空気圧式の薄肉金属ベローズアクチュエータを機構内部に有し，ベローズ内の空気圧を制御することで減衰特性が可変となるダンパーの開発を行っている．空気圧を可変にすることで所望の減衰力を実現可能であることを実験的に確認している．また，シミュレーション結果とも高い一致度を示している[7]．

3. おわりに

日本機械学会年次大会において機素潤滑設計部門主催のアクチュエータに関連するセッションに参加してきた．フルードパワー技術に関しては空気圧関連の講演発表の聴講となった．空気圧の圧縮性を長所として利用した柔軟なメカニズムの発表が多くみられ，生物を模倣した機構や福祉機器への応用が盛んに行われていた．また，これと同時に，空気圧制御系（コンプレッサ，バルブ，配管など）の簡易化や低コスト化など実用化を目指した取り組みが印象的であった．

来年度の日本機械学会は2019年９月8日～ 11日の日程で秋田大学にて開催される．

参考文献

1）高岩昌弘，空気圧駆動によるヒューマンサポートシステムの構築，日本機械学会2018年度年次大会，K11300（2018）
2）山田泰之，中村太郎，蠕動運動×ソフトアクチュエータの可能性（固体ロケット燃料製造や管内検査の実現），日本機械学会2018年度年次大会，F113001（2018）
3）西岡靖貴，極めて軽量なソフトアクチュエータ開発と福祉ロボットへの応用例，日本機械学会2018年度年次大会，F113002（2018）
4）赤木徹也，柔軟空気圧アクチュエータの開発とウェアラブル制御機器への応用，日本機械学会2018年度年次大会，F113003（2018）
5）塚越秀行，生物の動きに学ぶ流体駆動ロボット，日本機械学会2018年度年次大会 F11300(4)(2018)
6）青山塁斗，谷口浩成，大江祥生，ソフトアクチュエータによる拇指関節の他動運動訓練装置に関する研究，日本機械学会2018年度年次大会，J1120102（2018）
7）佐藤恭一，新堀武儀，耐圧薄肉金属ベローズ空気圧アクチュエータを用いた可変減衰力ダンパーの開発，日本機械学会2018年度年次大会，J1120104（2018）

（原稿受付：2018年10月18日）

会議報告

FPMC（BATH/ASME）2018における フルードパワー関連技術の研究動向

著者紹介

加藤友規（かとう とものり）
福岡工業大学工学部知能機械工学科
〒811-0295 福岡県福岡市東区和白東３－30－１
E-mail : t-kato@fit.ac.jp

2007年東京工業大学大学院博士課程修了．2004年都立高専助手～助教を経て，2012年福岡工業大学准教授となり現在に至る．2018年度は国外研修として英国ノッティンガム大学に滞在中．空気圧の計測・制御に関する研究に従事．日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会などの会員．博士（工学），技術士（機械部門）．

1. はじめに

2018年９月12日から14日に英国バース大学（図１）において，Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control（FPMC 2018．以下，本会議）が開催された．著者は，本会議に参加したので，同会議の様子について報告する．

2. 各セッションの概要

本会議においては，３日間の会期で14のセッション（図２）が企画され，68件の口頭発表があった．各セッションの名称と講演件数を表１に記載する．

著者の理解では，フルードパワーシステムは，油圧・空気圧・水圧・機能性流体に関する研究分野により構成されるが，本会議においては，ほぼすべての発表が油圧に関するものであった．

表１　セッション名と講演件数

番号	セッション名	講演件数
1	Efficient and Intelligent Systems	5
2	Modelling and Simulation	5
3	Digital and Switched Fluid Power Systems	4
4	Applications of Fluid Power	5
5	Motion Control 1	5
6	Motion Control 2	5
7	System Design, Fault Analysis and Diagnosis	5
8	Rheology, Tribology and Cavitation	5
9	Piston Pumps and Motors	4
10	Vane and Gear Pumps and Motors	5
11	Noise and Vibration	5
12	Digital Displacement Pumps and Motors	5
13	Renewable Energy and Hybrid Vehicles	5
14	Robotics and Prosthetics Session 1	5

図１　会場のバース大学

図２　セッションの様子

3. Social Programme

同会議のソーシャルプログラムとしては，まず初日の９月12日の夜に，レセプションがHolburne Museum, Bath（図３）にて開催された．

翌９月13日の夜には，Symposium Dinner and Awards Presentation（以下，懇親会）が同じくバース市内のAssembly Roomsにて開催された．本懇親会では，同会議に関係する各種の表彰が行われた．なかでも，British Fluid Power Association（BFPA）のChristopher Buxton 会長から，バース大学のCentre for Power Transmission and Motion Control（ptmc）の歴代のDirector（Cliff Burrows教授，Kevin

Edge教授Andrew Plummer教授）に対して，ptmcの設立50周年と産業界への寄与を称えた賞が贈られた（図4）．また，2017 IMechE Joseph Bramah Medalが中国の浙江大学の杨华勇 教授（Prof.Huayong Yang）に授与され（図5），The 2018 Robert E. Koski MedaiがItalian National Research CouncilのDr.Luca Zarottiに授与された（図6）．さらに，2018年8月11日に急逝された，Purdue大学のMonika Ivantysynova教授に対する追悼の辞が同大学のAndrea Vacca教授から述べられ，最後は会場の全員が起立して，しめやかに献杯が行われた（図7）．

図3　レセプション会場のHolburne Museum, Bath

図4　BFPAからfpmc歴代Directorへの賞の授与

図5　2017 IMechE Joseph Bramah Medalの授与（浙江大学：杨华勇 教授）

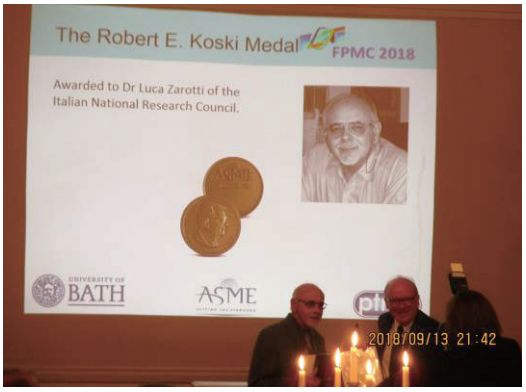


図6　The 2018 Robert E. Koski Medaiの授与（Italian National Research Council: Dr.Luca Zarotti）

図7　Purdue大学Monika Ivantysynova教授に対する追悼の辞（Purdue大学　Andrea Vacca教授）

このほかのプログラムとしては，9月13日と14日の午後に2回，ptmcの実験室の見学会が行われ，多数の参加者が出席した．

4. おわりに

本稿では，2018年9月12日から14日に英国バース大学において行われたBath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control（FPMC 2018）について，同会議の様子をお伝えした．なお，同会議の参加者数は100名程度であったが，そのうち日本からの参加者数は著者が確認した限りでは5名（眞田一志本学会長，日本企業の方3名，加藤）であった．

なお同会議は1年おきに英国と米国で交互に開催されており，次年度は，ASME/BATH2019として，2019年10月6日から9日に，米国フロリダ州Sarasotaにおいて開催される予定とのことである．

（原稿受付：2018年9月22日）

トピックス

学生さんへ，先輩が語る
―大学研究者の仕事―

著　者　紹　介

宮崎（みやざき）　哲郎（てつろう）

東京医科歯科大学生体材料工学研究所
〒101-0062　千代田区神田駿河台２－３－10
E-mail : tmiyazaki.bmc@tmd.ac.jp

2014年東京工業大学大学院理工学研究科博士後期課程修了．横浜国立大学研究教員，助教を経て，2017年東京医科歯科大学助教，現在に至る．空気圧駆動パワーアシストロボット，手術ロボットの研究に従事．日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会などの会員．博士（工学）．

1. はじめに

1.1　自己紹介

このたび本トピックス執筆のご依頼をいただき，私の仕事を主に学生会員の皆様に向けてご紹介することとなった．私個人の体験にもとづく意見を色々書くため，正確さに欠ける記述もあるかもしれないがご容赦いただきたい．これから社会人となる方々（とくに大学の研究者に興味のある方）の進路選びに少しでも参考になれば幸いである．

私は子供時代，機械技術者だった祖父によく遊んでもらい，夏休みの自由研究を助けてもらいなどしながら，何かを作ることの楽しさを教えてもらった．そんな興味の方向性もあり，大学では機械工学を学び，ロボコン競技などにも参加した．大学の研究室では岩附信行先生，岡田昌史先生の指導の下でロボットの制御に関する研究を行った．博士課程修了後は横浜国立大学の眞田一志先生の下で３年間お世話になり，このときフルードパワーシステムの研究にも本格的に関わり始めた．現在は東京医科歯科大学の川嶋健嗣先生の下でパワーアシストロボットや手術ロボットなどの研究に従事している．

1.2　簡単な職場紹介

私の現在の勤務先である東京医科歯科大学生体材料工学研究所は，御茶ノ水駅から徒歩５分の便利な場所にある．医科歯科大は名前の通り医療系大学なのだが，めずらしいことに工学系専門の当研究所があり，材料，システム・デバイス，化学などの研究室で構成されている．昭和26年（1951年）に当時の長尾優学長が歯科器材の品質向上のため，理工学を扱う研究所を設置したのが始まりらしい．私が所属する研究室は，医科歯科大の中で唯一医療福祉系ロボットの研究を専門としている．生体材料工学研究所は大学院大学であり，学生さんたちは他大学や高専などから大学院入試を受験して入学した方々が中心である．もし手術ロボットなどに興味のある学生会員の方がいれば，研究室の見学は随時受付中なので，ぜひ一度見に来ていただければと思う．

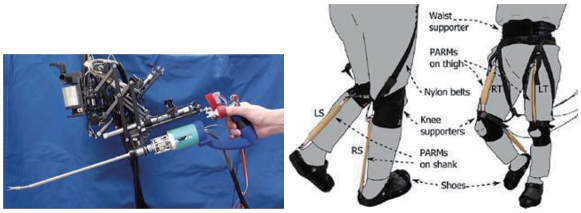


図１　川嶋研究室開発のロボット（左：マスタスレーブ一体型ロボット鉗子，右：空気圧ゴム人工筋を用いたアシスト装置）[1)]

1.3　職場でのおすすめスポット

研究室内では，日々いろいろなロボットが工夫を凝らして作られ，実験が行われている（図１）[1)]．当研究室のロボットはその特徴として空気圧駆動を採用している．一般的な電気駆動のロボットと比べ，空気圧駆動の利点は柔らかな力を発生できるため，人の近くで動かしても安心なことや，メンテナンス性に優れ壊れにくいことなどが挙げられる．このため，普段使いがとても快適であり，見学者が来られたときも安全安心な操作を体験していただける．また，研究室外では，御茶ノ水駅周辺の楽器専門店街や，神保町の有名カレー店街などがおすすめである．

2. 学生時代を振り返って

2.1　学生時代の研究内容紹介

私は学生時代，ヒューマノイドのような劣駆動型ロボットのダイナミックな運動を実現するために，人間の運動をモーションキャプチャシステムで計測し，これをロボットのダイナミクスで実現可能な運動パターンに変換する方法について研究した．この

テーマは私が学部４年生のときから博士課程を修了するまでの長い間じっくり研究したのだが，チャレンジングなテーマで，日々難しい課題に対処するのに必死だったためか，終わってみればあっという間だったという印象である．このときの研究テーマであるロボットのダイナミクス・制御というのが今の私の専門分野の一つになっている．

2.2　学生時代に勉強しておくとよい内容

どの業界に就職するかを問わず，多くの方におすすめできるのは英語の勉強である．大学の研究者の場合，留学生との会話や国際会議での発表・聴講，論文を読むときなどで必ず英語を使うし，企業に就職した場合も海外の取引先などで使う場面は多いと思う．理系学生の方々は（私も含めて）英語に苦手意識がある方も多いとは思うが，学生時代に少し意識的に勉強しておけば，仕事でもプライベートでも将来的に必ず役に立つと思う．

余談だが，私が横浜国大でお世話になっていたころ，研究室の学生さんたちの間でなぜかTOEICの点数競争が流行っており，800点以上の高得点を記録した猛者が何人もいた．彼らにどうしてこんなにハイレベルなのと聞いたところ，はじめは就職活動のためにTOEICを受けていたのだが，何回もテストを受けるうちに点数が上がり，友人との競争が楽しくなった，とのことだった．これは少し珍しい例かもしれないが，何事も楽しんでやるのが一番の勉強法なのだと彼らに学んだような気がする．

2.3　アカデミックポジションに進んだ動機

私は修士課程修了後の進路で，博士課程に進み研究を続けるか，企業に就職するかで当初迷っていた．当時は大学の研究者になりたい，という明確な目標はなく，かといって企業でバリバリ働くというビジョンもなかった．結局，研究が楽しいし，物足りないからもう少しやりたい，という単純な理由で博士課程への進学を決めた．私が進学できたのは，通っていた大学が博士課程学生の学費援助を実施しており，また両親の理解があったためでもある．博士課程に進学し，もし自分が研究向きじゃないと思ったときは，研究職以外で就職しようと考えていた．幸い，今も研究は楽しくできているので，直感的ながら当時の判断は間違っていなかったような気がする．研究職に興味がある方は，博士課程への進学をご検討いただきたい．研究は大抵簡単でなく，苦しい場面もたくさんあるが，その中で楽しいと感じる瞬間がある方ならば適性はあると思う．

ただし，博士課程への進学というのは一つの決断であり，不安に感じる方もいると思う．ここで，不安原因の一つ，博士課程修了後の進路についてお話したい．残念なことに，日本人学生の博士課程進学に対するイメージは決して良くない．メディアが博士課程進学者の不安をあおるのが原因だと私は思うのだが，文系や理系，いろいろな分野の博士課程進学者の進路統計を見た場合，ある一面で報道は正しいのかもしれない．ただし，機械工学系分野に関しては，研究者になる道と企業に就職する道などがあり，他の分野と比べて就職の選択肢はかなり広いと思う．実際，私の研究室の先輩二人は博士課程修了後にアカデミックポジションではなく，某有名機械メーカに就職した．もちろん博士号取得に理解のある企業に限定はされるが，思考力を鍛える時間を長くとれる分，博士課程修了者は就職後に戦力として重宝されるケースも多いのではないだろうか．博士課程学生の方々は風聞に惑わされず，自分に自信をもって研究を頑張っていただきたい．

2.4　就職先の選び方

博士課程修了を控え，私にも就職活動の時期がやって来た．このときにはアカデミックポジションに進みたいという気持ちが強くなっていた．学会誌の公募情報などを見ながら，自分の専門分野とマッチングが取れそうなポジションに何件か応募した．活動前から甘くはないだろうというイメージだったが，実際甘くなく，業績も少なかった私は書類審査や面接で何回も不採用通知を受けた．活動を続ける中で，横浜国大の眞田先生にありがたくも採用していただき，大学の研究者となることができた．

ちなみに「就職先の選び方」という章題だが，アカデミックポジションを目指す場合の就職活動は，こちらが選ぶのに加え，タイミングやご縁もかなり重要である．なぜならば，大学の研究者の募集というのは基本的に不定期な公募が一般的であり，人材の異動も流動的なためだ．仮に就職志望の研究室があるとしても，自分の就職活動時期にそこが公募情報を出していなければ，当たり前だがその研究室のスタッフになることはできない．新卒一括採用形式が一般的な企業志望の就職活動と大きく異なる点なので注意されたい．そのため，アカデミックポジションを志望する場合は常にアンテナを拡げ，最新の情報に敏感になっておくのが大事かもしれない．

3．社会人の仕事紹介とやりがい

3.1　大学での仕事紹介

今は医科歯科大の川嶋先生の研究室でお世話になり，空気圧駆動式のパワーアシストロボットや手術ロボットの研究に携わっている．現在私は助教という役職で，大学での仕事は上記の研究テーマを研究室の先生方や学生さんたち，企業など外部の方々と

連携しながら推進し，成果を雑誌論文や国内・国際会議などで発表することが主な業務である．研究するのが仕事，というと学生時代とあまり変わっていないように聞こえるが，ほかにも企業とのお打合せ，講義，学会の委員，論文の査読，物品の発注，研究費の申請など，いろいろな仕事を行っている．

3.2　1日のタイムスケジュール

大学の研究者の1日のタイムスケジュールは研究室の文化によってかなり異なるが，私の場合研究室にコアタイム制度があり，スタッフも学生も基本的に朝10時から夜17時までは研究室で各自作業をしている．17時以降は自由時間となり，そのまま研究を続けてもいいし，好きな時間に帰宅してもいい．ちなみに，最近では大学研究者の雇用形態は私を含め裁量労働制が多いかと思う．裁量労働制の特徴として定時や残業という概念がないため，時間にあまり縛られずに働いている．

3.3　就職して変化した考え方など

大学の研究者というと研究室に籠って黙々と一人で作業に没頭しているイメージがあるかもしれない．そういうときもあるが，実際はさまざまな立場や性格の人々と頻繁にお会いする機会があり，意外とコミュニケーションが大事な業種である．多くの人々と交流するということは，自身の考え方が変化する機会も多いかと思う．研究室の学生さんたちは毎年メンバーが入れ替わるし，学会に参加すれば異分野や異業種の方々ともたくさん交流する．とくに医科歯科大に来てからは医工連携の研究が主な業務となり，お医者様など医療系分野の方々とお会いする機会が増えた．我々エンジニアとはまったく違う文化や考え方をお持ちで，とても刺激を受けている．たとえば，手術ロボットをお医者様と共同開発するとき，前回いただいたアドバイスどおりのものを作ってお見せすると案外評判が良くないことや，逆にこちらが意図していなかった部分が好評なことも多くある．エンジニアとお医者様では着眼点が異なり，お医者様の言葉を鵜呑みにせず，本当に求めていることを想像するのが医工連携では大切なのだと知った．エンジニアは製作物に大変な情熱やこだわりを注ぐ方が多く，それ自体は良いものを作るために必要な美徳だと思う．しかし，こだわりすぎた結果ニーズとのギャップが大きくなっても駄目なので，作るべきものを俯瞰する力が大事なのかもしれない．

3.4　職務遂行で大切にしていること

最近は学生時代のように一人で研究をすることはほとんどなくなり，何人かのチームで研究を行うことが多くなった．基本的なことだが，チームで研究をするうえで大切だと思うのは，ともに働いてくれるチームメイトの方々に対しリスペクトをもつことである．チームメイトは学生さん，お医者様，企業の方などさまざまだが，どんな立場であれ貴重な時間やお金といったコストを費やしてくれている以上，軽んじることは絶対にできない．敬意をもって接すれば，結果としてお互いに気持ちよく働くことができ，その延長線上に良い成果が生まれるのだと思う．

図2　研究室レクリエーションの高尾山登山[2)]

3.5　リフレッシュの仕方

一日中室内でパソコンを見て夢中で作業していると，気づけば体が疲労していることがよくある．日々の業務を継続的にこなすために，リフレッシュはとても重要である．私の場合，健康のために意識している習慣は，睡眠と食事を毎日しっかりとることと，機会を見つけて体を動かすことである．睡眠と食事など当たり前に聞こえるかもしれないが，生活習慣が乱れ，体調を崩している学生さんも案外多いのではないだろうか．しっかり食べて寝ていれば，ストレスは減り，最低限の元気は出ると思う．加えて運動の習慣があればなお良い．私は職場へ自転車で通っているが，それがほどよい運動になっている気がする．また，私の研究室では体を動かすイベント（図2）[2)]が年に何回かあり，それもいいリフレッシュになっている．

4. ま と め

これから社会人になる学生会員の方々の進路選びの参考になればと思い，本トピックスを執筆させていただいた．大学の研究者は楽ができる仕事ではないかもしれないが，研究テーマ選びの自由度は高く，またいろいろな業種の方と交流できる，刺激的で面白い仕事だと思う．アカデミックポジションにご興味のある学生会員の方は，所属研究室の先生や先輩などに一度お話を伺ってみてはいかがだろうか．

参考文献

1）生体材料工学研究所　2018年度　概要（パンフレット），http://www.tmd.ac.jp/i-mde/www/pdf/IBB_2018_J.pdf，（2018）

2）バイオメカニクス分野ホームページ，http://www.tmd.ac.jp/i-mde/www/bmc/，（2018）

（原稿受付：2018年10月5日）

What do you think of Japan?（Youは日本をどう思う？）

第7回　モンゴルから日本に留学して

著者紹介

バドバヤル　ウランウルジ
Batbayar Uranulzii
沼津工業高等専門学校物質工学科
〒410-8501 静岡県沼津市大岡3600
E-mail : c16302@numazu.kosen-ac.jp

2016年，沼津工業高等専門学校物質工学科に編入学，現在に至る．ルテニウム系アンモニア合成触媒用新規酸化物担体の探索の研究に従事．

1. はじめに

自己紹介：

私はモンゴルの首都であるウランバートル出身である．音楽，映画，新しい文化や言語にとても興味をもっている．またNBAを見ることが大好きである．モンゴルで高校を卒業後，2015年４月に文部科学省国費留学生として来日した．

来日の理由：

日本については，子供の頃から電気製品や車やアニメなどで知っており，興味を持っていた．モンゴルには日本の製品が大変多く，それらの製品を作っている日本はどんな国なのかとても気になっていた．私は高校のときに化学が好きで化学をもっと詳しく勉強したかったが，レベルの高いモンゴル語の化学の本がなかった．そのようなわけで留学のことを考えるようになった．高校卒業後，進路を決める時に昔から興味を持っていた日本に留学できるチャンスがあり，そのチャンスを逃してはいけないと思った．まったく新しい文化や言語に触れることにも関心があった．

現在の所属機関とその研究／仕事内容：

私は沼津工業高等専門学校の物質工学科の５年生で，来年の春，卒業する予定である．現在，卒業研究として「ルテニウム系アンモニア合成触媒用新規酸化物担体の探索」をしている．アンモニアは植物を育成させるために欠かせない窒素肥料の原料である．また，もう一つの重要な用途は燃料電池をはじめとする新しいエネルギーの利用で使われる水素を運ぶこと（水素エネルギーキャリア）である．このアンモニアをより温和な条件で合成するための新しい触媒を見出すことを目標に実験研究に取り込んでいる（写真１，２）．

写真１　卒業研究の実験の様子

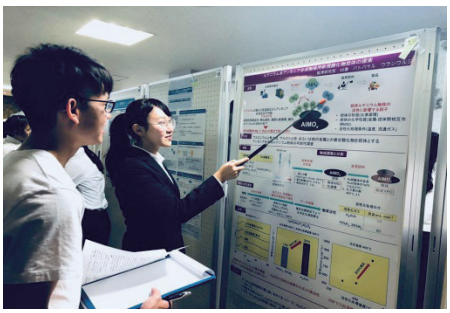


写真２　卒業研究の中間発表

2. 日本の印象

2.1　来日直後の第一印象

来日直後の日本の第一印象は？：

日本に到着し，成田空港から出た瞬間，これまでに一度も感じたことのない蒸し暑さに驚いた．しかしすべての場所が綺麗なことと店員のとても優しい

話し方などに驚き，日本生活を楽しみたいという意欲が湧いてきた．

2.2　研究室に関して

日本人の考え方や働き方で驚いたこと：

日本人が世界のどこの国の人よりもルールを守ることに驚いた．ルールの基本的な意味を理解しており，忠実にそれを守ることで現在の平和な日本が保たれているのではないかと思う．あるとき友達から「空気を読め」と言われて，どうやって空気を読むのか，何を言われているのかわからなったことがあるが今は空気を読めるように頑張っている．

日本に滞在中に自分が最も変わった点は？：

私の研究室では先生に言われてやるのではなく，自分からやることになっている．自分で研究のやり方などを考え，先生に提案し，先生からのアドバイスを受けて研究を行っている．以前は実験書の方法に従って先生が見ているところで実験をしていたが，今の研究室に入って本格的に研究者らしい研究ができるようになったと思う．研究室の先生や学生は皆とても優秀で彼らから学べることは非常に多い（写真３）．

写真３　研究室の皆で外食（左から２番目が筆者）

2.3　生活に関して

日本の生活で困ったことは？：

日本は綺麗で安全で人も優しいのでほとんど困ったことはないが，私は日本語がまだ十分に上達していないため，自分の言いたいことを口頭や文章で正確に表したり，日本人の話を100パーセント理解したりすることが難しいので，口惜しく感じることが多い．私は日本に来て４年目だが，自分の日本語のレベルは日本人の小学生くらいではないかと思われる．今後，日本語の学習に力を注がなければならないと強く思っている．

日本の生活でよかったことは？：

日本のとても平和で安全なところが好きである．夜一人で歩いていても怖くない，携帯や貴重品などを忘れても見つけた人が連絡してくれる，果物や野菜や米がとても新鮮で美味しい，電車はいつも時間通りに来るなどのいい点が多い．

最も興味ある日本の文化：

日本には多くの独特な文化があるが，成人式が一番興味深い．このような行事はモンゴルにはなく，成人式のときに皆で成人したことを祝い，久しぶりに旧友に会い，楽しい時間を過ごせることは素晴らしいことだと思う．昨年，私にも成人式の招待状が来たので行きたいと思ったが，行っても知人がいないので行かなかった．

3.　抱負と日本の方々へのメッセージ

今後はどんな予定？　出身国に戻るのはいつ？：

高専を卒業後，東京工業大学物質理工学院の３年次に編入学することが決まっている．編入学後は，引き続き勉学に励み，大学院博士課程まで進むことを希望している．十分な知識と技量を身に付けたあと，まず日本の企業で自分の能力を生かして国際社会に少しでも貢献しつつ，先進国日本で学べることは全て学びたいと思っている．そののち，いつかはモンゴルに帰国して母国の発展に貢献したい．

日本人へのメッセージ：

私は，日本に来てから，多くの日本人の学生から「留学するのは大変だから，もう，ずっと日本でいい」という話をよく聞く．もちろん，留学することはいつも楽しくて楽なことばかりではなくて，ホームシックなどの多くの苦労があるものである．しかし，簡単に得られるものより，挑戦して，苦労して得られたものは，本当に大切で意義があるものだと思う．私は，日本人の学生にも，留学することを強く勧めたいと思う．

（原稿受付：2018年10月５日）

研究室紹介

神奈川大学工学部　機械工学科
中尾研究室（精密機械システム研究室）

著　者　紹　介

中尾陽一（なかおよういち）

神奈川大学工学部機械工学科
〒221-8686 神奈川県横浜市神奈川区六角橋３－27－１
E-mail : nakao@kanagawa-u.ac.jp

1988年 神奈川大学大学院工学研究科修士課程修了．同大学助手，専任講師，助教授を経て，2005年同大学工学部教授，現在に至る．工作機械，水圧制御等の研究に従事．日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会，アメリカ精密工学会などの会員．1997年　博士（工学）（東京工業大学）．

1. はじめに

神奈川大学は，1928年に創設された横浜学院を経て現在の名称に至っている．現在，本学は，大学・大学院に７学部・９研究科，附属中・高等学校を含め学生生徒数は約２万人，卒業生数は約22万人となっている．現在，図１に示す横浜キャンパスを中核キャンパスとして，湘南ひらつかキャンパス，中山キャンパスの３キャンパスがある．理系学部については，工学部と理学部が設置されている．工学部には中尾研究室も所属する機械工学科を含む，６学科１プログラムで教育と研究が行われている．工学部は横浜キャンパス，理学部は湘南ひらつかキャンパスに設置されている．

図１　神奈川大学　横浜キャンパス

2018年は神奈川大学の創立90周年目にあたり，100周年に向けて新学部や新キャンパス設置など，より魅力的な大学構築をめざした改革が進められている．具体的には，横浜みなとみらい地区に図２に示す「みなとみらいキャンパス」を2021年に開設予定であり，既存の外国語学部と経営学部を移した上，国際日本学部（設置構想中）を新設予定である．なお，一連の新キャンパス整備の中で，理学部の横浜キャンパスへの移転が予定されており，理系学部が横浜キャンパスに集約されることになっている．

図２　神奈川大学　みなとみらいキャンパス（2021年開設予定）

2. 研究室の概要

工学部機械工学科には中尾研究室を含む12研究室（教員公募中の研究室を含む）がある．以前，機械工学科にはフルードパワー関連分野として，３つの研究室（井田研，小嶋研，浦田研（開設順））が設置されていた．中尾研究室は，浦田研の助手を務めた中尾が1997年に独立して新設された．中尾研究室は主に工作機械や水圧システムに関する研究を行っている．

中尾研究室の構成員は，中尾陽一教授，楠山純平特別助教，客員研究員であるFedorynenko教授（Chernihiv National University of Technology）のほか，大学院生５名，研究生１名，学部生12名，合計21名で活動している．

3. 研究紹介

中尾研究室で実施されている研究は，工作機械，特に鏡面加工などに利用される超精密工作機械の性能向上を目指したものである．たとえば，静圧軸受の高性能・高機能化による工作機械の運動精度向上と流体の温度制御による工作機械の熱的安定化に関

する研究などが行われている．

3.1　水静圧スピンドルの熱的安定性に関する研究

工作機械のスピンドルは，切削・研削工具あるいは工作物を回転させるために使用される．スピンドルは工作機械の心臓部ともいえ，加工精度を決定する重要要素である．このため，スピンドル性能の向上は加工精度の向上に直結する．これまでに中尾研究室では，仕様や特徴の異なる数種類のスピンドルを開発してきている．

図３は当研究室で開発した軸心冷却構造を有する水静圧スピンドル[1,2]である．本スピンドルの定格回転数は30,000 min^{-1}であり，スラスト方向，ラジアル方向の負荷に対して，水静圧軸受で支持する構造となっている．なお，図には示されていないが，本スピンドルを駆動するために冷却構造を備えたモータも開発している．水静圧軸受を採用することでロータの高い回転精度が得られ，ロータ・軸受面間の摩擦抵抗も小さいため，ロータ回転時の温度抑制効果も期待できる．さらに，軸心部には冷却水を流す構造を設けている．

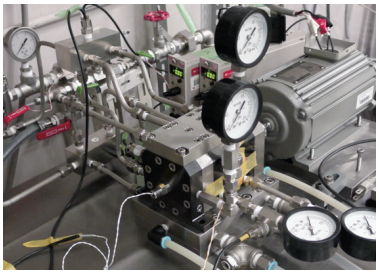


図３　水静圧スピンドル

超精密工作機械用スピンドルには静圧軸受が欠かせないが，軸受すき間における潤滑流体の粘性摩擦や軸受部における圧力損失に伴う発熱がスピンドル温度を変化させる．一方，潤滑流体はスピンドルの発熱の一部をスピンドル外部へ放出する効果もあり，本研究ではスピンドルの最適な設計方法について検討している．

3.2　静圧軸受の変位制御

一般的に利用されている定圧式の静圧軸受は，その動作原理上，外部負荷変動による軸受変位が発生する．本研究では静圧軸受に流量制御弁を組み込んだフィードバック制御系を構築し，その性能向上を図っている．図４に水静圧スピンドルのフィードバック変位制御系[3]を示す．実験結果によれば，図５に示すように10 nmの位置決め精度を有していることが確認されている．また，本制御系に対して，制御目標値を一定にすれば，外部負荷の変化に関わらず軸受変位を一定にすること，すなわち軸受剛性を無限大にできることも確認している．本制御系をサーボ系として利用することも可能であり，変化する制御目標値に追従するように回転軸の軸方向変位を微小制御することも可能である．なお，空気静圧軸受に対しても同様の検討を行っている[4]．

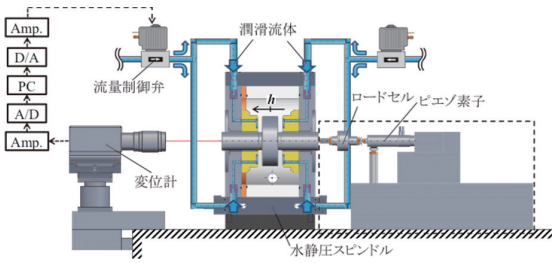


図４　水静圧軸受の変位制御システム

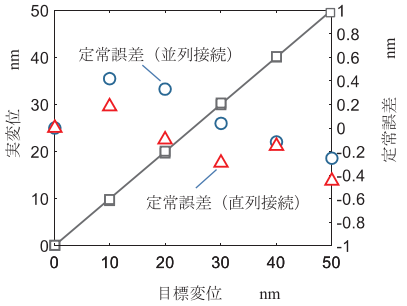


図５　制御系の静特性

3.3　ウォータドライブステージの変位と姿勢制御

スピンドル性能と同様に，工作機械の直動テーブルの運動精度，運動の真直度も加工精度に影響する．本研究では，水静圧直動テーブルとして開発した図６に示すウォータドライブステージ[5]に組み込まれた複数の静圧軸受を制御することにより，軸受面に対する垂直方向変位とテーブル姿勢を同時に制御するシステムに関する研究を行っている．

具体的には，ウォータドライブステージに組み込まれた複数の静圧軸受に供給する潤滑流量を独立に制御した上，直動テーブルの軸受面に対する垂直方向変位とテーブル姿勢を計測するシステムを開発し，変位と姿勢のクロスカップリング構造のフィードバック制御系を構築し，両者の同時制御を可能にした．制御結果の一例を図７に示す．図７は目標姿勢に対する実際の姿勢を表している．これによれば，テーブル姿勢は目標値に従って制御されている．一

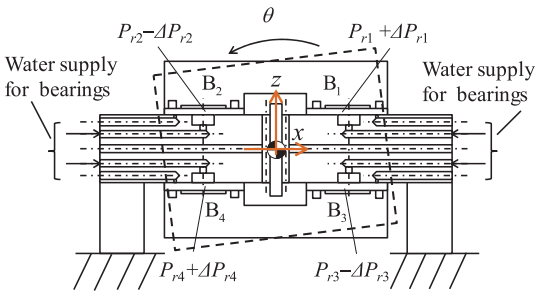


図６　ウォータドライブステージの真直度と姿勢制御

方，支持方向のテーブル変位は一定，すなわち制御系の非干渉化が図られていることが確認できる[6]．

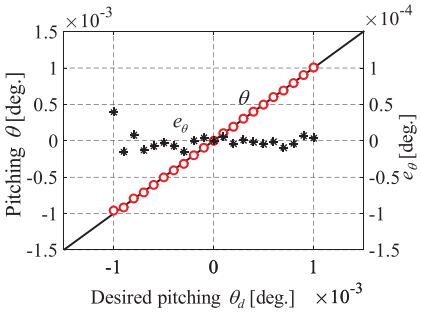


図７　制御特性

4. 研究室における生活や活動

ここでは在籍中の大学院生の視点から，中尾研究室を紹介させていただく．なお，研究室のホームページにも活動記録を掲載しているので，こちらもあわせてご参照いただければ幸いである．

現在，私は中尾研究室の修士１年生として，スピンドルの温度制御システムの開発に取り組んでいます．

中尾研究室では，大学院生と学部生との壁がなく，学生間で活発な議論が交わされ，皆，のびのびと研究に取り組んでいます．

毎年夏には，長野県富士見高原にある神奈川大学の研修所で合宿を行っています（図８）．この合宿では，卒業研究の中間審査が行われます．合宿の参加者は，研究室全メンバーに加え，多くの卒業生が参加してくれます．学部生は大勢の前で研究発表を行い，さらに，社会で見識を深められたOB・OGからのさまざまな切り口の質問に対応しなければならないのは，学部生にとっては大きなプレッシャーだと思います．しかし，多くの学生は中間審査を経て成長し，少したくましくなって研究室に帰ってくるように感じます．

中尾研究室の学生は，積極的に学会に参加しており，特に大学院生は国内や国外の学会で発表を行っています．私も，最近では８月末に砥粒加工学会学術講演会において研究発表を行いました．学会で発表を行い，さまざまな分野の方からご意見をいただくことで，成長することができました．また，他の発表者の方の発表を聞くことで，良い刺激を受けることができました．例年，当研究室の修士２年の多くがアメリカで開催される国際学会で研究発表を行っているので，私も来年は発表できるように研究に励んでいます．

中尾研究室では研究活動を通して，知識だけではなく，自分の頭で考え試行錯誤する経験により，問題解決能力を養うことができると思っています．この力は，社会に出てから必ず役に立つと確信しています．　（小高 勢也　君　修士１年）

図８　富士見高原における合宿時の研究室メンバー

5. おわりに

神奈川大学の中尾研究室について紹介をさせていただいた．日頃，機械装置やソフトウエア開発を通して，実践的な教育活動を行うことを心掛けながら学生を指導している．とはいえ人材育成は一朝一夕には成しがたく，いまだに試行錯誤の日々である．

日頃，研究室の運営，研究遂行に際して，ご支援，ご指導をいただいている学会の皆様をはじめ，ご関係の皆様に心より深謝申し上げます．今後ともどうかよろしくお願い申し上げます．

参考文献

1）Yaguchi, T., Hayashi, A. and Nakao, Y.: Fundamental study on thermal stability of micro milling spindle supported by water hydrostatic bearings under spindle rotation, Proc. of 32th ASPE Annual Meeting (2017)
2）Yaguchi, T., Hayashi, A. and Nakao, Y.: Fundamental study on thermal stability of micro milling spindle supported by water hydrostatic bearing under non-spindle rotation, Proc. of LEM21, The 9th International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st Century, (2017)
3）Yamada, Y. Hayashi, A. and Nakao, Y.: Design of positioning control system of opposed pad water hydrostatic thrust bearings, Proc. of ASPE Annual Meeting, p. 267-272, (2016)
4）山﨑，中尾，流量制御弁による空気静圧軸受の変位フィードバック制御の試み，日本機械学会北陸信越部門第55期 総会・講演会，(2018)
5）Nakao, Y., Shibata, S. and Hayashi, A.: Controls of pitching and straightness error motion of water driven stage during feed motion, Proc. of JFPS International Symposium on Fluid Power, (2017)
6）中尾，鈴木，佐野，長島，鳥居：ウォータドライブステージの開発と速度制御，機論，Vol. 80, No. 815, DSM0214 (2014)

（原稿受付：2018年10月14日）

会　告

〈理事会・委員会日程〉

11月 5日	基盤強化委員会
11月13日	理事会
12月 4日	企画委員会
12月 6日	情報システム委員会
12月 7日	編集委員会

〈理事会報告〉

11月13日　15:00～17:00
機械振興会館　地下3階　B3-6　（出席者14名）
1）国際シンポジウム函館2020の開催準備状況
2）学会創立50周年記念事業
3）平成30年度フェロー推薦者募集
4）平成30年度学会賞各賞の選考
5）2019年春季講演会の開催準備状況
6）会員の推移
7）その他

〈委員会報告〉

平成30年度第２回基盤強化委員会
11月5日　15：00～17：00
機械振興会館　地下3階　B3-7　（出席者9名）
1）会員サービス，会員数増加策
2）外部への情報発信
3）フルードパワー道場
4）フルードパワー・バーチャルミュージアム
5）研究委員会
6）その他

平成30年度第３回企画委員会
12月4日　15：00～17：00
機械振興会館　地下3階　B3-9　（出席者16名）
1）平成30年度実施の事業に関する報告・審議事項
　⑴平成30年度オータムセミナー
　⑵平成30年秋季フルードパワーシステム講演会
　⑶平成30年度ウインターセミナー
　⑷その他
2）2019年度実施の事業に関する報告・審議事項
　⑴2019年春季講演会併設セミナー
　⑵2019年春季フルードパワーシステム講演会
　　・総会
　⑶2019年秋季フルードパワーシステム講演会
3）その他審議・確認事項
　⑴その他

平成30年度第３回情報システム委員会
12月6日　15：00～17：00
東京工業大学田町CIC5階　（出席者8名）
1）学会HP更新状況
2）事務局の情報機器更新
3）創立50周年記念事業
4）会員システム，HP改修
5）プライバシーポリシーへの対応
6）会議報告
7）西暦表示
8）今後の検討課題
9）その他

平成30年度第４回編集委員会
12月7日　14：00～17：00
東京工業大学田町CIC5階　（出席者14名）
1）会誌特集号の現状と企画
　・Vol.50 No.1「油圧ポンプの技術動向」
　・Vol.50 No.2「ロボットに役立つフルードパワーの要素技術」
　・Vol.50 No.3「大学における水圧研究（仮）」
　・Vol.50 No.4「フルードパワー研究開発，後輩への提言（仮）」
　・Vol.50 No.5「医療現場でのフルードパワー（仮）」
　・Vol.50 No.6「フルードパワーを支える加工技術（仮）」
　・Vol.51 No.1「異分野からフルードパワーの将来への提言（仮）」
　・Vol.51 No.2「フルードパワーエキスパートからフルードパワーの将来への提言（仮）」
2）その他
　・今後の特集
　・トピックス
　・表紙カラー

会　告（https://www.jstage.jst.go.jp/browse/jfps/list/-char/ja）

日本フルードパワーシステム学会論文集49巻（2018）抄録

油圧ショベルにおけるモデル予測追従制御の基礎実験（未知物体押しのけに起因する掘削形状からの逸脱の抑制）
Fundamental Experiment of Model Predictive Tracking Control by Hydraulic Excavator (Suppression of Deviation from Target Shape Caused by Dislodging Unknown Object during Digging Operation)

戸松　匠，野中　謙一郎，関口　和真，鈴木　勝正
Takumi TOMATSU, Kenichiro NONAKA, Kazuma SEKIGUCHI, Katsumasa SUZUKI

2018年49巻1号 p. 1－9　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.1

There are cases where a hydraulic excavator does not perform the accurate digging operation due to the influence of the resistance force when the bucket tip contacts with the unknown object in the ground. To resolve this problem, we propose a method combining model predictive control and servo mechanism. Model predictive control with servo mechanism, which we call as MPCS, predicts the future motion and suppresses the influence of the unknown disturbance. Thus, MPCS can remove the influence of the resistance force owing to servo mechanism which increases the control input using the error integration. Moreover, it suppresses the deviation from the target shape owing to model predictive control which predicts the future motion and considers constraints when the resistance force has disappeared. In this paper, we consider constraints of the magnitude of the control input and the maximum discharge flow rate of the pump in MPCS. We show the effectiveness of MPCS through the experiment including collision with the unknown objects.

流路に直交方向の加振を利用した油圧微粒子励振型制御弁の試作と評価
Fabrication and Evaluation of Hydraulic Particle Excitation Valve Vibrated Perpendicularly to Direction of Flow Path

浮田　貴宏，鈴森　康一，難波江　裕之，神田　岳文
Takahiro UKIDA, Koichi SUZUMORI, Hiroyuki NABAE, Takefumi KANDA

2018年49巻1号 p. 10-17　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.10

We introduce a new particle excitation control valve that is driven by a vibration of a different direction from the previous particle excitation control valve. Conventional small hydraulic servo valves have some disadvantages such as a complex structure and waste of hydraulic energy. As a way to solve these disadvantages, we study a hydraulic small control valve using a piezoelectric vibrator. We confirmed that the proposed control valve was operated with low viscosity fluid in our previous research. However, the control valve was not operated with high viscosity fluid, because a force required to open the valve is increased due to rising of the viscosity. In this paper, we fabricate a new prototype valve driven by the perpendicular vibration to the flow direction in order to achieve the operation of the valve with the common hydraulic oil, and evaluate the characteristics of the valve due to changing the valve seat shapes. As a result, we found that the taper angle of the valve seat has an optimum value. When the taper angle of the valve seat is 100° , the prototype valve was opened by the lower voltage than the other taper angles. In addition, when the silicone oil was used as the working fluid, with kinematic viscosity values of 30 mm^2/s, which is nearly equal to the kinematic viscosity of the common hydraulic oil, we have succeeded in opening the valve at 0.8MPa. Since the previous particle excitation valve cannot be opened in the high viscosity working fluid, these results indicate the possibility for operating the proposed valve with the common hydraulic oil.

円筒形２段磁極式電磁比例アクチュエータの研究（第２報，アクチュエータ外形寸法を変えた場合の放熱特性と推力特性の検討）
A Study of a Cylindrical Two-Step Pole Type Electro-Magnetic Proportional Actuator (2nd Report: Examination of Characteristics of Heat Transfer and Thrust Force in the Case of Varying Outer Size of the Actutaor)

近藤　尚生，菱田　智博，若澤　靖記
Hisao KONDO, Tomohiro HISHIDA, Yasunori WAKASAWA
2018年49巻1号 p. 18-25　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.18

In the previous report, a newly designed electro-magnetic proportional actuator composed of an armature and a stator with a cylindrical two-step pole to control oil hydraulic valve was suggested. This actuator generates a large thrust force. The principal of generating the force was explained in detail in the report, however, the characteristics of heat transfer and thrust force of the actuator, in the case of varying the outer size, have not been examined. In this study, when the size of the actuator is varied, the characteristics of heat transfer in the case of continuous energization and the thrust force are examined. As a result, the characteristic length of the actuator's relationship with the electric power consumption, thrust force and working stroke became clear. A method in making diagrams on the relationship between the outer size and performances of the actuator is suggested. In conclusion, based on the request of performance values of the actuator, the outline of designs may be carried out easily using the above-mentioned relationships.

磁気混合流体を用いたホーニング加工特性と加工中の磁気クラスタの挙動
Characteristic of Honing Utilizing Magnetic Compound Fluid and the Behavior of Magnetic Cluster During Processing

山本　久嗣，西田　均，百生　登，島田　邦雄，井門　康司
Hisashi YAMAMOTO, Hitoshi NISHIDA, Noboru MOMOSE, Kunio SHIMADA, Yasushi IDO
2018年49巻1号 p. 26-34　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.26

In this study, we proposed processing the inner surface of cylinder-like parts with a magnetic compound fluid (MCF). We determined the processing characteristics of material removal and the changes in surface roughness and shape accuracy. The processing tool was a round SUS bar with a permanent magnet inserted in it. Processing was performed by coaxial processing and eccentric processing. In the processing experiments, material removal and surface roughness were found to have peak values as the processing surface shear rate increased. An observation experiment was conducted to clarify the behavior of magnetic clusters during MCF processing. We clarified the shape and distribution of the clusters and the processing speeds at various rotation speeds of the processing tool. The magnetic clusters were found to expand with the existence region in material removal peak. Through the processing speed measurement experiment, it was clarified that the MCF exhibits elastic behavior during processing.

分岐・合流管を持つ管路を含む空気圧シリンダ駆動システムのシミュレーション（複数のシリンダを同時に駆動する場合）
Simulation of Pneumatic Cylinder Drive Systems Including Pipes with Branches and Junctions (In a case of control a number of cylinders at a time)

藤田　壽憲，小此木　卓馬，香川　利春
Toshinori FUJITA, Takuma OKONOGI, Toshiharu KAGAWA

2018年49巻2号 p. 35-41 DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.35

Previously authors established the simulation method of a pneumatic drive system, where one solenoid valve drives one pneumatic cylinder. Nowadays, a computer simulation is available to choose pneumatic devices when designing a pneumatic drive system, and we can choose optima devices and get easily a desired response of a cylinder without technical knowledge. On the other hands, sometimes one solenoid valve drives some cylinders in a press machine or a lifting and lowering device. Then branches and junctions of pipe are necessary in a pneumatic drive system. However, not only influence of branches and junctions of pipe on a cylinder response, but also a method to build them to the simulation of a pneumatic cylinder drive system are not clear, though many researches on flow of a branch and a junction of pipe and its pressure loss coefficient have been conducted.

In this paper, the simulation method where one solenoid valve drives a number of cylinders at a time is developed. It is found that the influence of branches and junctions of pipe on a cylinder response is little except pipe length is very short by the developed simulation. The simulation results are in close agreement with the experimental results, and we show that developed simulation method is effective.

E-FRITを用いた空気圧サーボ系の力制御PIDコントローラ設計
PID Controller Design of Force Control of Pneumatic Servo System Using E-FRIT

村山　栄治，黒澤　和磨，川上　幸男
Eiji MURAYAMA, Kazuma KUROSAWA, Yukio KAWAKAMI

2018年49巻2号 p. 42-48 DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.42

PID control schemes have been widely used in most industrial systems due to its simplicity and ease of implementation. In this paper, we propose a novel method for proportional-integral-derivative (PID) controller tuning directly using the closed-loop test data without parametric model of plant. The extended fictitious reference iterative tuning (E-FRIT) algorithm does not require any parameters of the plant model but only experimental data collected from the closed-loop system. By using an E-FRIT, which is one of the PID controller parameters tuning that enables us to obtain the ideal parameters with only one-shot experiment, this paper constructs a fictitious reference signal for the pneumatic servo system such that we can tune the PID controller parameters for desired control performance. A simple optimization problem is formulated to determine an appropriate reference model for the controlled process, and we use the particle swarm optimization (PSO) as the optimization method. The effectiveness of the proposed method is evaluated by an experimental result of a force control of the pneumatic servo system.

熱伝導を考慮したブラダ形アキュムレータの数学モデル
A Mathematical Model of a Bladder-type Accumulator Considering Heat Conduction

宮下　修人，眞田　一志
Shuto MIYASHITA, Kazushi SANADA

2018年49巻2号 p. 49-55　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.49

Accumulator is an important component for oil-hydraulic circuits. It is used for storing energy, absorbing pulsation flow, and suppressing surge pressure. For predicting accumulator performance, mathematical models of the accumulator have been investigated by many researchers. In the mathematical models of accumulator, an equation of state of gas, thermodynamics, and heat transfer have been considered. The aim of this paper is to propose a mathematical model of bladder-type accumulator considering heat conduction effect inside rubber membrane. Experiments were carried out using a bladder-type accumulator which was connected to a piston-type accumulator. The bladder-type accumulator was prefilled first and then discharged, the piston-type accumulator was charged by the oil discharged from the bladder-type accumulator. Discharging process of the bladder-type accumulator and charging process of the piston-type accumulator were measured simultaneously. The accumulator model proposed was validated by measured date of the experiments.

感覚フィードバック機能を備えた無動力型空気式義手の開発
Development of Self-Powered Pneumatic Prosthetic Hand with Tactile Feedback

西川　弘太郎，平田　健太郎，高岩　昌弘
Kotaro NISHIKAWA, Kentaro HIRATA, Masahiro TAKAIWA

2018年49巻2号 p. 56-63　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.56

In recent years, 3D printer technology has brought many projects on the myoelectric hand to provide lightweight and inexpensive ones. However, the use of many mechanical and electronic components still limits the reduction of the total weight and cost. It also causes inevitable battery life problem. Therefore the authors propose a novel self-powered pneumatic prosthetic hand with which no electricity is required. The hand can grasp physical objects flexibly and quickly enough and is superior in portability because no external facilities like tank and compressor are needed in contrast to the traditional pneumatic devices. Driven by the supination motion of the arm, it does not have the restriction of the posture when the user wants to grasp. In addition, the hand is equipped with a tactile feedback system to realize a soft grasping.

Soave-Redlich-Kwong Adiabatic Equation for Gas-loaded Accumulator

Shuce ZHANG, Hiromu IWASHITA, Kazushi SANADA

2018年49巻3号 p. 65-71　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.65

In this paper, a Soave-Redlich-Kwong adiabatic equation of real gas charged in accumulators is proposed. The Soave-Redlich-Kwong equation is the most accurate real gas model for representing accumulator behavior, but it is relatively complex mathematical equation. For simulating accumulator dynamic behavior, it has been used by combining with a thermal time constant model. The mathematical procedure for the Soave-Redlich-Kwong equation for the adiabatic equation is described in this paper. The Soave-Redlich-Kwong adiabatic equation is discussed by comparing the van der Waals adiabatic equation. By comparing representative gas models, the Soave-Redlich-Kwong adiabatic equation is found to be valid.

ポンプ供給圧低減による水圧モータシステムの高効率化
Energy Efficiency Improvement of Water Hydraulic Motor System with Reducing Pump Supply Pressure

八木澤　遼，伊藤　和寿，PHAM Ngoc Pha，池尾　茂
Ryo YAGISAWA, Kazuhisa ITO, PHAM Ngoc Pha, Shigeru IKEO

2018年49巻3号 p. 72-79　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.72

Water hydraulic systems are an outstanding driving source because they have no risk of environmental pollution and fire hazard. However, conventional water hydraulic systems, as well as oil hydraulic systems, have larger energy loss for pressure loss through mainly control valves. Here, there are two solutions to achieve the energy-saving: reducing the restriction loss through control valves, and applying the energy recovery module with an accumulator. In oil hydraulic systems, the independent metering system which includes two control valves for one actuator to reduce the restriction loss through valves has been proposed. This system applies a variable displacement pump to control the pump supply flow. However, variable displacement pumps have been still at the stage of research and development in the field of water hydraulics because of the internal leakage and the difficulty of selecting materials on sliding parts. In contrast, the energy recovery module can reduce the energy consumption and be applied to water hydraulic systems.

This paper proposes two circuits which achieve each energy-saving solution for water hydraulic motor systems with a fixed displacement pump and compares the control and energy performances of these circuits. According to the experimental results, the pump supply energy of the proposed circuit which reduces the restriction loss could be reduced 40% of that of the conventional system. In contrast, the pump supply energy of the proposed circuit which applies the energy recovery module could be reduced 10% of that of the conventional system.

空気圧腱駆動機構を用いた人工指による材質認識システムに関する研究
Studies of a Material Recognition System with an Artificial Finger Using a Pneumatic Tendon-Driven Mechanism

吉満　俊拓，大下　功祐，萩原　千尋，小山　紀
Toshihiro YOSHIMITSU, Kousuke OHSHITA, Chihiro HAGIWARA, Osamu OYAMA

2018年49巻3号 p. 80-88　DOI https://doi.org/10.5739/jfps.49.80

Personal care robots are expected to be valuable labor force in Japan that is entering an aging society. When using the personal care robot in the same space as humans, there are many safety issues. Personal care robots are actively researched, and flexible pneumatic actuators are used there. Collecting environmental information is necessary for robots and humans to coexist safely. Research on the tactile field of the robot does not reproduce the human skin sensation and the like but utilizes data obtained from contact sensors and the like as a physical quantity different from human skin sensation. However, there are many problems that have not yet been elucidated for the mechanism of human material recognition. Tactile sensation is a sense that it is possible to detect the hardness, surface roughness, temperature of an object for the first time by touching and moving an object unlike vision and hearing, and it is a sensation that it is important to actively move a finger.

In this study, artificial fingers with joints for detecting the surface condition, hardness and temperature are fabricated using a strain gauge and a thermocouple, and by introducing active tactile perception using a pneumatic actuator, Develop pneumatic artificial fingers with near tactile sensory function. To make the texture factor equivalent to that obtained from humans by these, a material recognition system capable of discriminating the material equivalent to human by optimizing a neural network that simulates the connection structure of nerve cells in human brain.

会　告　詳細は学会ホームページ（http:www.jfps.jp/）をご覧ください

平成30年度ウインターセミナー
「フルードパワーシステムと1DCAE」
開催日時：平成31年2月22日(金) 13：15 ～ 16：45

本学会では，フルードパワーシステムにおける1DCAE手法とその活用状況の把握を目的として，「1DCAEによるフルードパワーシステム設計に関する研究委員会」を設置して，継続的な活動を行っています．本セミナーでは，この研究委員会の活動内容から，注目すべきトレンド／トピックの紹介を行い，フルードパワーシステムにおける1DCAE適用の現状と今後の展開を展望したいと思います．

開催場所：機械振興会館本館6階6D-4
（東京都港区芝公園3-5-8）

詳細は学会ホームページに随時掲載いたします．

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会　共催
2019年春季フルードパワーシステム講演会
開催日：2019年5月30日(木)・31日(金)

2019年春季フルードパワーシステム講演会は2019年5月30日(木)・31日(金)に機械振興会館（東京都港区）で開催されます．本講演会では，一般講演に加えて，オーガナイズドセッション・製品技術紹介セッションや技術懇談会などを企画する予定です．詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので，ご確認いただきますようお願いいたします．皆様の積極的なご参加をお待ちしております．

2019年春季フルードパワーシステム講演会　併設セミナー
「ロボットに役立つフルードパワーの要素技術」
開催日：2019年5月30日(木)

2019年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナーを，2019年5月30日(木)に機械振興会館（東京都港区）で開催いたします．

医療・介護など身近な生活環境や，保守点検・災害現場など過酷な動作環境で人間の代わりに作業を行うロボットのニーズが高まりつつあります．本併設セミナーでは，それらのロボットに有効な，あるいはこれから役に立つと期待されるフルードパワーの各要素技術に対して，新しいアイディアで挑まれている研究者に，そのユニークな解決方法をご紹介いただき，フルードパワーの新たな可能性を模索する機会を設けます．

詳細は学会ホームページに随時掲載いたします．

なお，日本フルードパワーシステム学会誌50巻2号（2019年3月号）が当日の講演資料となりますので，各自ご持参いただきますようお願いいたします．

皆様の積極的なご参加をお待ちしております．

2019年春季フルードパワーシステム講演会　併設企画
「製品・技術紹介セッション」
開催日：2019年5月31日(金)

春季フルードパワーシステム講演会の中で，企業関係の方々に製品・技術の紹介をしていただくオーガナイズドセッション「製品・技術紹介セッション」を企画しました．本企画は，製品にかかわる技術や検討課題などを学会主要行事の1つである講演会で発表していただき，会員間で問題意識を共有し，会員相互の研究・技術の促進を図ろうとするものです．また，本セッションの講演は「最優秀講演賞」社会人部門の審査対象となります．企業関係の会員皆様の積極的なご参加を心よりお待ちしております．

会　告

会　員　移　動

会員の種類	正会員	海外会員	学生会員	賛助会員
会　員　数 （12月10日現在）	930	16	138	130
差引き増減	＋4	±0	＋3	±0

正会員の内訳　名誉員14名・シニア員44名・ジュニア員150名・その他正会員722名

〈新入会員〉

正会員

加藤　直熙（SMC株式会社）
玉木　博章（SMC株式会社）
野見山　望（株式会社工苑）
原田　翔太（SMC株式会社）
江口　裕哉（SMC株式会社）

学生会員

織田　健吾（立命館大学）
木村　蒼太（東京電機大学）
カ　ホウ（立命館大学）

日本フルードパワーシステム学会論文集 49巻（2018）3号発行のお知らせ

（公開日：2018/11/12）

【研究論文】

(1) Soave-Redlich-Kwong Adiabatic Equation for Gas-loaded Accumulator
Shuce ZHANG, Hiromu IWASHITA, Kazushi SANADA

(2) ポンプ供給圧低減による水圧モータシステムの高効率化
八木澤　遼，伊藤　和寿，PHAM Ngoc Pha，池尾　　茂

(3) 空気圧腱駆動機構を用いた人工指による材質認識システムに関する研究
吉満　俊拓，大下　功祐，萩原　千尋，小山　　紀

（URL）https://www.jstage.jst.go.jp/browse/jfps/49/3/_contents/-char/ja

会　告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

日本機械学会関西支部 第360回講習会「事例に学ぶ流体関連振動（トラブル事例相談会付き）」
主　　催：一般社団法人 日本機械学会関西支部
開 催 日：2019年1月30日(水)～31日(木)
会　　場：大阪科学技術センター 8階 中ホール（大阪市西区靭本町1-8-4）
U R L：https://www.jsme.or.jp/event/2018-34857/

Grinding Technology Japan 2019
主　　催：日本工業出版㈱，フジサンケイビジネスアイ
開 催 日：2019年3月18日(月)～20日(水)
会　　場：幕張メッセ　展示2ホール（千葉市美浜区中瀬2-1）
U R L：http://grind-tech.jp/

No.19-205 第８回日韓機素潤滑設計生産国際会議（ICMDT2019）
企　　画：一般社団法人 日本機械学会機素潤滑設計部門
開 催 日：2019年4月24日(水)～27日(土)
会　　場：SHIROYAMA HOTEL kagoshima（鹿児島県鹿児島市新照院町41-4）
U R L：http://www.icmdt2019.org/index.html

ロボティクス・メカトロニクス講演会2019（ROBOMECH2019 in Hiroshima）
企　　画：一般社団法人 日本機械学会機素潤滑設計部門
開 催 日：2019年6月5日(水)～8日(土)
会　　場：広島国際会議場（広島県広島市中区中島町1-5（平和公園内））
U R L：http://robomech.org/2019/

EcoDesign 2019（第11回環境調和型設計とインバースマニュファクチャリングに関する国際シンポジウム）
主　　催：エコデザイン学会連合，産業技術総合研究所
開 催 日：2019年11月25日(月)～27日(水)
会　　場：パシフィコ横浜（神奈川県横浜市西区みなとみらい1丁目1-1）
U R L：http://ecodenet.com/ed2019/

第３回 安心・安全・環境に関する計算理工学国際会議（COMPSAFE2020）
主　　催：COMPSAFE2020実行委員会
開 催 日：2020年3月8日(日)～3月11日(水)
会　　場：神戸国際会議場（兵庫県神戸市中央区港島中町6-9-1）
U R L：https://compsafe2020.org/

会　告

（一社）日本フルードパワーシステム学会
賛助会員一覧表

アイシン・エィ・ダブリュ㈱
㈱明石合銅
㈱曙ブレーキ中央技術研究所
アズビル㈱藤沢テクノセンター
アズビルTACO㈱
㈱アドヴィックス
アネスト岩田㈱
イートン㈱
㈱IHI
出光興産㈱
イナバゴム㈱
イハラサイエンス㈱
㈱インターナショナル・
　サーボ・データー
㈱打江精機
SMC㈱
SMC㈱中国
㈱荏原製作所
㈱大阪ジャッキ製作所
大瀧ジャッキ㈱
鹿島通商㈱
キャタピラージャパン㈱
KYB㈱
KYBエンジニアリング
　アンドサービス㈱
KYB-YS㈱
㈱桂精機製作所
神威産業㈱
川崎重工業㈱
川崎油工㈱
川重商事㈱
㈱神崎高級工機製作所
旭東ダイカスト㈱
協和シール工業㈱
極東開発工業㈱
㈱クボタ
㈱クレアクト・インターナショナル
クロダニューマティクス㈱
㈱古河製作所
㈱工苑
甲南電機㈱
㈱コガネイ
コスモ石油ルブリカンツ㈱
㈱小松製作所
㈱小松製作所試験センタ
㈱小松製作所開発本部
㈱小松製作所油機開発センタ
㈱阪上製作所
㈱鷺宮製作所
佐藤金属㈱
三和テッキ㈱
三輪精機㈱
CKD㈱
㈱島津製作所
㈱ジェイテクト奈良
㈱ジェイテクト刈谷
勝美印刷㈱
JXTGエネルギー㈱
ジヤトコ㈱
新日鐵住金㈱交通産機品カンパニー
住友建機㈱
住友重機械工業㈱
住友精密工業㈱
制御機材㈱
千住金属工業㈱
第一電気㈱
㈱TAIYO
タイヨーインタナショナル㈱
㈱タカコ
㈱タダノ
ダイキン･ザウアーダンフォス㈱
ダイキン工業㈱
ダイワ㈱
大生工業㈱
調和工業㈱
㈱都筑製作所
TMCシステム㈱
㈱ティーエヌケー
東京計器パワーシステム㈱
東京メータ㈱
TOHTO㈱
東北特殊鋼㈱
東明工業㈱
同和発條㈱
東京計器㈱
特許機器㈱
特許庁
豊興工業㈱
㈱豊田自動織機
長津工業㈱
中西商事㈱
長野計器㈱
中村工機㈱
株式会社NaNaデザインワークス
ナブテスコ㈱
ニッタ㈱
日新濾器工業㈱
日本アキュムレータ㈱
日本機材㈱
日本クエーカー・ケミカル㈱
日本工業出版㈱
日本精器㈱
日本電産トーソク㈱
（一社）日本フルードパワー工業会
日本ムーグ㈱
㈱野村商店
㈱ハイダック
日立建機㈱
㈱日立建機ティエラ
㈱日立建機カミーノ
㈱日立製作所
日立住友重機械建機クレーン㈱
廣瀬バルブ工業㈱
フジサンケイビジネスアイ
フエスト㈱
㈱フクダ
㈱不二越
二見屋工業㈱
ボッシュ・レックスロス㈱
昌富工業㈱
マサモト㈱
㈱増田製作所
マックス㈱
松巳鉄工㈱
三菱電線工業㈱
ヤマシンフイルタ㈱
ヤマハモーターハイドロリック
　システム㈱
油研工業㈱
理研精機㈱
リバーフィールド㈱
㈱レンタルのニッケン
ワールドインシュアランス
　ブローカーズ㈱

編 集 室

次号予告

――特集「ロボットに役立つフルードパワーの要素技術」――

〔巻頭言〕「ロボットに役立つフルードパワーの要素技術」発刊にあたって　塚越　秀行
〔解　説〕油圧駆動ロボットに役立つ油圧制御技術　田中　豊
振動駆動マイクロ空気圧弁　平井　慎一
ラバーレス人工筋肉　齋藤　直樹
回生機構を持つ空気圧供給システム　佐々木大輔
クエン酸と炭酸水素ナトリウムの化学反応を利用した空気圧源　奥井　学，中村　太郎
マイクロロボットに有効な機能性流体　金　俊完
〔会議報告〕山梨講演会2018 におけるフルードパワー技術研究　吉田　和弘
〔トピックス〕アメリカ駐在員日記　大岡　正和
トピックス学生さんへ，先輩が語る―メーカーの技術職として働き始めて―　齋藤　鉄夫
Youは日本をどう思う？第８回　韓国から日本に来て　盧　俊榮
〔研究室紹介〕信州大学飯尾研究室　宇佐見　咲，岡部　仁美
〔企画行事〕2019年企画行事紹介　藤田　壽憲，小林　亘
平成30年秋季フルードパワーシステム講演会開催報告　早川　恭弘

2018年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長　塚　越　秀　行（東京工業大学）
副委員長　村　松　久　巳（沼津工業高等専門学校）
委　員　飯　尾　昭一郎（信州大学）
伊　藤　雅　則（東京海洋大学）
上　野　朝　嗣（CKD㈱）
内　堀　晃　彦（宇部工業高等専門学校）
加　藤　友　規（福岡工業大学）
北　村　　剛（油研工業㈱）
栗　林　直　樹（川崎重工業）
上　妻　文　英（KYB㈱）
五　嶋　裕　之（㈱工苑）
齋　藤　直　樹（秋田県立大学）
佐々木　大　輔（香川大学）
佐　藤　恭　一（横浜国立大学）
委　員　妹　尾　　満（SMC㈱）
中　野　政　身（東北大学）
中　山　　晃（日立建機㈱）
藤　田　壽　憲（東京電機大学）
丸　田　和　弘（コマツ）
矢　島　丈　夫（㈱コガネイ）
柳　田　秀　記（豊橋技術科学大学）
山　田　真の介（㈱TAIYO）
山　田　宏　尚（岐阜大学）
吉　満　俊　拓（神奈川工科大学）
担当理事　伊　藤　和　巳（KYB㈱）
学会事務局　成　田　　晋
編集事務局　竹　内　留　美（勝美印刷㈱）
（あいうえお　順）

会　　告

複写される方へ

本会は下記協会に複写に関する権利委託をしていますので，本誌に掲載された著作物を複写したい方は，同協会より許諾を受けて複写してください．ただし（公社）日本複写権センター（同協会より権利を再委託）と包括複写許諾契約を締結されている企業の社員による社内利用目的の複写はその必要はありません．したがって，社外頒布用の複写は許諾が必要です．

権利委託先：（一社）学術著作権協会
〒107-0052　東京都港区赤坂9-6-41　乃木坂ビル
TEL：03-3475-5618　FAX：03-3475-5619　E-mail：info@jaacc.jp

なお，著作物の転載・翻訳のような，複写以外の許諾は，学術著作権協会では扱っていませんので，直接本会へご連絡ください．

会　員　各　位

２０１９年 １月１５日

一般社団法人　日本フルードパワーシステム学会

2019年度会費納入のお願い

拝啓　時下益々ご清祥のこととお慶び申しあげます．

さて，2019年度（2019年４月１日～至2020年３月31日）の会費を，下記の通りご納入賜わりたくお願い申しあげます．なおすでにご納入くださいました場合は，何卒ご容赦ください．

敬　　具

記

2019年度

正会員会費　8,000円
（40歳未満で入会された方は，入会から5年間にかぎり4,000円となります．）
学生会員会費　2,000円

お　願　い

- 2018年度以前の会費を未納の方は，新年度分（2019年度）とあわせてお振り込みくださいますようお願い申しあげます．
- 会員名を必ずご記入ください．
- 便利な自動振り込みは手数料が不要です．ご希望によりお申し込み書をお送りいたしますので，FAXまたはE-mailにてご一報いただきたく，よろしくお願い申しあげます．

以上

各票の※印欄は、払込において記載してください。

払　込　取　扱　票

00	東京

口座番号（右詰めにご記入ください）													金額	千	百	十	万	千	百	十	円
0	0	1	1	0	3			1	3	3	6	9	0	※							

加入者名	一般社団法人　日本フルードパワーシステム学会	料金	特殊取扱

通信欄	該当するものに○をつけ、お振込の内容をご記入ください。 1.（　　）年度（　　）会費 企業名・会員名・[　　] 2.（　　）の代金

払込人住所氏名	（郵便番号　　） ※ （電話番号　　－　　－　　）	受付局日附印	

裏面の注意事項をお読みください。（郵政事業庁）（私製承認東第23957号）

切り取らないで郵便局にお出しください。

払込票兼受領証

口座番号	0	0	1	1	0	3							
	右詰めにご記入ください												
			1	3	3	6	9	0					

加入者名	一般社団法人　日本フルードパワーシステム学会

金額	千	百	十	万	千	百	十	円
	※							

払込人住所氏名	※

料金	（消費税込み）　円	受付局日附印
特殊取扱		

記載事項を訂正した場合は、その箇所に訂正印を押してください。

お振り込み先金融機関一覧

1．郵便振替貯金　　００１１０－３－１３３６９０

＊下の振替用紙をご利用いただけます．
（なお，この振替用紙は会費納入・資料購入・セミナー等受講料など総てにご利用いただけます．）

2．三井住友銀行　日比谷支店（普）　７６１１４１７

（注）＊口座名はいずれも「シャ）ニホンフルードパワーシステムガッカイ」です．
＊誠にお恐れ入りますが，振り込み手数料はご負担くださいますようお願い申しあげます．
＊上記２をご利用の方で，会社名・大学名にてご送金の方は，個人名・内容・振込金融機関名を，FAXまたはE-mailで学会宛にご連絡くださいますよう，お願い申しあげます．

FAX：03-3433-8442
E-mail：info@jfps.jp

この受領証は、郵便局で機械処理をした場合は郵便振替の払込みの証拠となるものですから大切に保存してください。

ご注意
この払込書は、機械で処理しますので、口座番号及び金額を記入する際は、枠内に丁寧に記入してください。
また、下部の欄（表面及び裏面）を汚したり、本票を折り曲げたりしないでください。
（日本郵政公社）

フルードパワーシステム Vol.50 No.1

昭和47年10月19日第４種学術刊行物認可
2019年１月15日発行　　（奇数月）

〒105―0011 東京都港区芝公園三丁目五―二二　電話（〇三）三四三二―八四四一　FAX（〇三）三四三二―八四四二
編集兼発行人　一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会　振替口座　東京〇〇一一〇―三―一三三六九〇

東京都文京区白山一―一三―七　アクア白山ビル五階
印刷所　勝美印刷株式会社

本紙広告取扱　株式会社 産業企画　東京都港区新橋6-22-2 佐藤ビル　〒105-0004
TEL. 03-3437-0057　FAX. 03-3437-9868　www.sanki.asia　E-mail　sanki@sanki.asia